



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH

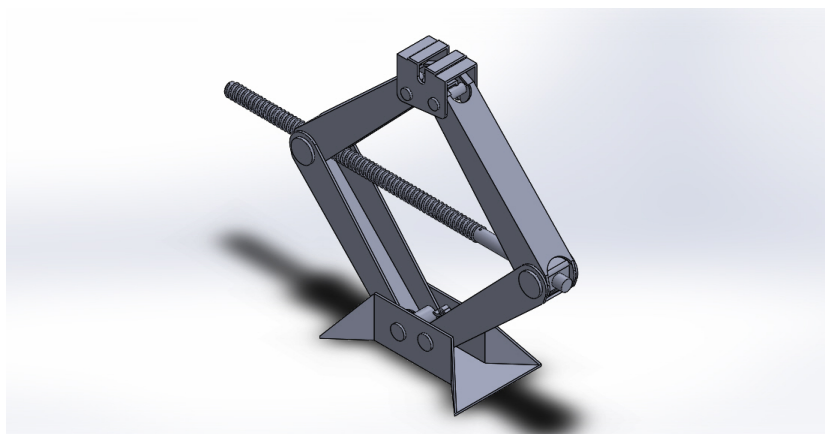
Escola Superior d'Enginyeries Industrial,
Aeroespacial i Audiovisual de Terrassa

Grau en Enginyeria Mecànica

Treball de Fi de Grau

Alex Muñoz Serrat

**Estudi viabilitat d'un gat mecànic motoritzat a 12 V per aixecar un pes
màxim de fins a 700 kg.**



DIRECTOR: Rafael Sitjar Cañellas

DATA LLIURAMENT: 15 Gener 2020

Memòria

Abstract

This study will discuss the feasibility of electrically motorizing a mechanical scissor jack with a DC motor plugged into a vehicle's 12V power supply. The study ranges from mechanical system calculations to mechanical system sizing.

En aquest estudi es parlarà sobre la viabilitat de motoritzar elèctricament un gat mecànic de tisora amb un motor de corrent continua endollat a la font d'alimentació del vehicle a 12V. L'estudi inclou des de els càlculs del sistema mecànic fins al dimensionament d'aquest.

Índex

Agraïments.....	1
1. Introducció.....	2
1.1. Objectiu.....	2
1.2. Dimensionament.....	2
1.3. Abast.....	2
2. Desenvolupament.....	3
2.1. Teoria mecanisme.....	3
2.1.1. Graus de llibertat.....	3
2.1.2. Inversions cinemàtiques.....	6
2.1.3. Posicions extremes.....	10
2.1.4. Distància en funció de l'angle.....	13
2.1.5. Velocitats.....	15
2.1.6. Fatiga.....	19
2.2. Estàtica de màquines.....	34
2.2.1. Reaccions hiperestàtic mètode nusos.....	34
2.3. Accionaments i transmissió.....	37
2.3.1. Cargol.....	37
2.3.2. Xaveta.....	41
2.3.3. Plat acoblament.....	43
2.3.4. Motor reductor.....	45
2.3.5. Coixinet.....	51
2.3.6. Anell elàstic.....	53
2.3.7. Font alimentació.....	54
2.3.8. Interruptor.....	58
2.4. Disseny tridimensional.....	60
2.4.1. Components gat mecànic motoritzat.....	60
2.4.2. Estudi tensions i deformacions Suport.....	71
2.4.3. Estudi tensions i deformacions gat mecànic.....	76
2.4.4. Assemblatge.....	81
2.4.5. Explosionat.....	85
2.5. Aspecte comercial.....	86
2.6. Pla d'execució.....	87
3. Background.....	88
4. Requeriments.....	88
5. Conclusió.....	89
6. Bibliografia.....	90

1. Agraïments

M'agradaria agrair primer de tot a l'escola per donar-me els coneixements, més concretament al professor Rafael Sitjar, el qual ha aconseguit fer de les seves assignatures les més interessants i divertides del grau. En segon pla agrair als amics, amigues i familiars pels consells i ajudes que m'han proporcionat al llarg del treball.

2. Introducció

2.1. Objectiu

Trobar una millora per als gats mecànics de tisora actuals, d'ús personal que es troben als vehicles particulars, on al punxar un neumàtic el gat hagi de suportar una càrrega de 700 Kg. L'objectiu és fer un estudi sobre la possibilitat d'incorporar un motor connectat a l'entrada del vehicle de 12 V per veure si tindria la força per desplaçar el mecanisme fent girar el cargol sota càrrega.

2.2. Dimensionament

El dimensionament del gat mecànic d'aquest estudi, està dimensionat amb productes i elements de qualitat mitja-alta amb factors de seguretat relativament grans, per a poder assegurar la viabilitat del motoritzat, ja que abaratir costos sempre és possible amb productes i materials de menys fiabilitat o amb menys factor de seguretat. Es treballarà amb proveïdors coneguts de fiabilitat i qualitat mig-alta.

2.3. Abast

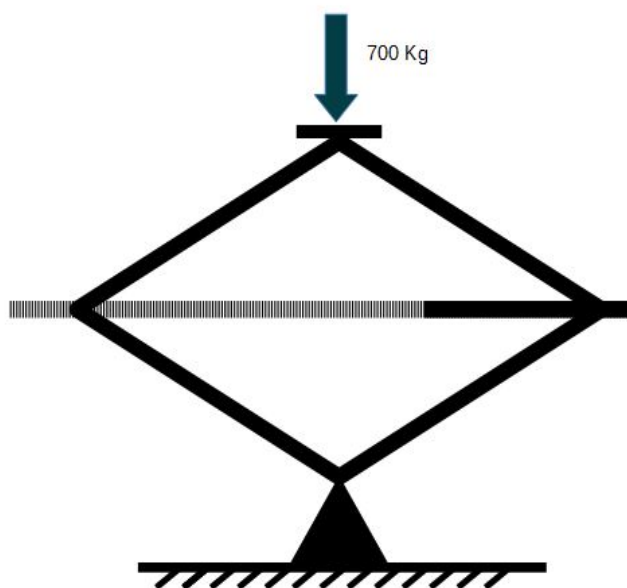
Es pretén fer els càlculs per a saber quines forces actuen, quins components es necessiten i si la font d'energia cobreix la demanda. A més a més es vol fer un pressupost aproximat del preu final que tindria comparat amb un gat mecànic sense automatitzar.

3. Desenvolupament

3.1. Teoria mecanisme

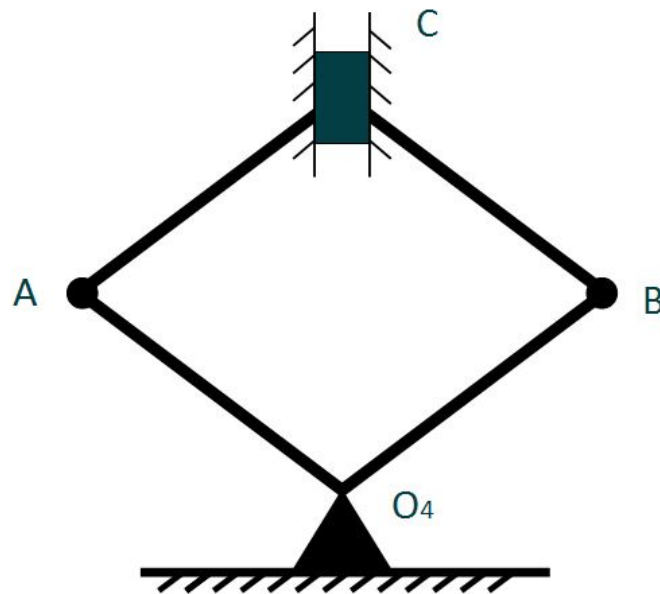
3.1.1. Graus de llibertat

Els graus de llibertat és el que ens permet saber quina mobilitat té el mecanisme. En el cas que el resultat sigui igual a 1, es considera mecanisme, amb un grau de llibertat. En el cas que el resultat sigui 0 o menys graus de llibertat, es considera hiperestàtic.

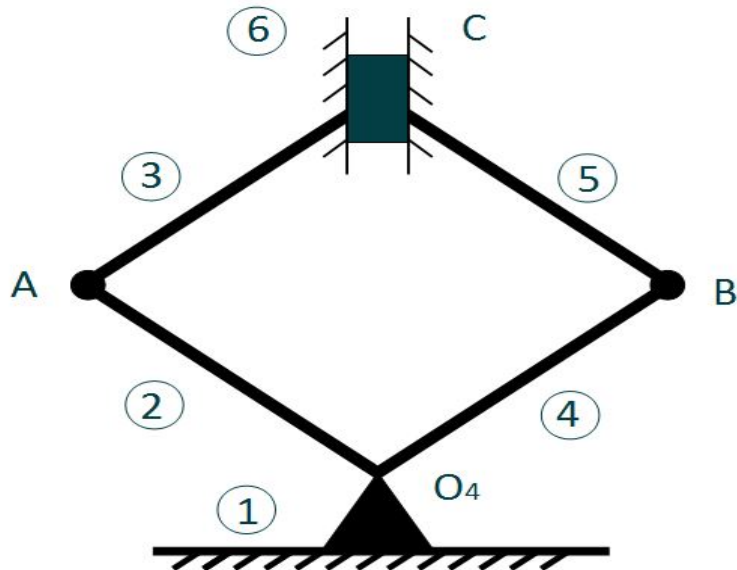


La part superior que està en contacte amb el cotxe es comportaria com un pistó mentre que les 4 barres restants serien manovelles i bieles. Per una major facilitat en els càlculs següents se li assigna a cada articulació una lletra.

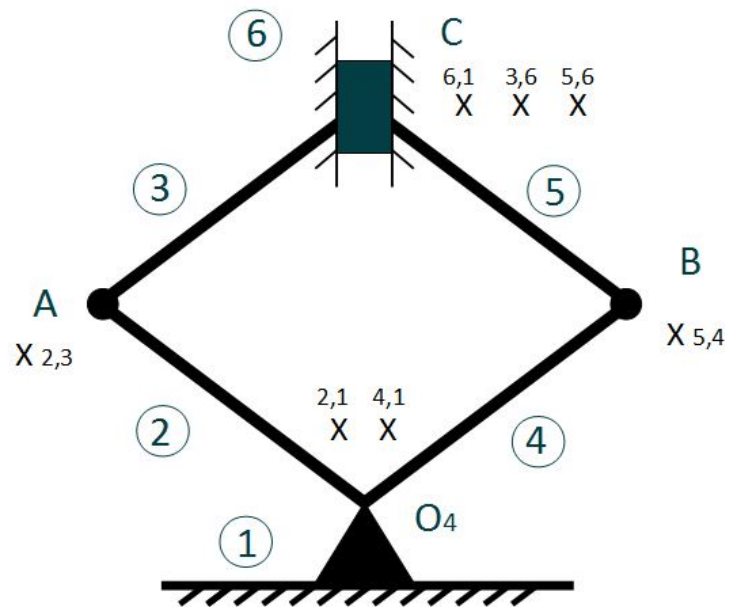
Per els següents càlculs, dibuixarem el gat mecànic de la següent manera:



Tot seguit fem el recompte de tots els elements (barres, peces) que componen el mecanisme.



Finalment es fa el recompte de les restriccions que és troben a cada articulació. Amb una X es marca cada restricció amb dos números separats per una coma sobre la mateixa definint quines son les barres o elements que restringeixen.



Finalment aplicant la següent formula s'obté el resultat:

$$GDLL = 3(n - 1) - 2 \cdot R$$

n= Numero de barres

R= Numero de restriccions

$$GDLL = 3(6 - 1) - 2 \cdot 7$$

$$GDLL = 1$$

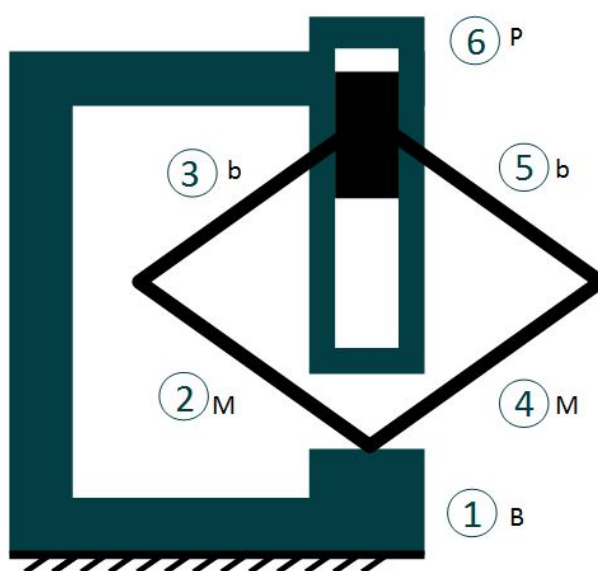
Per tant podem afirmar que es un mecanisme amb un grau de llibertat.

3.1.2. Inversions cinemàtiques

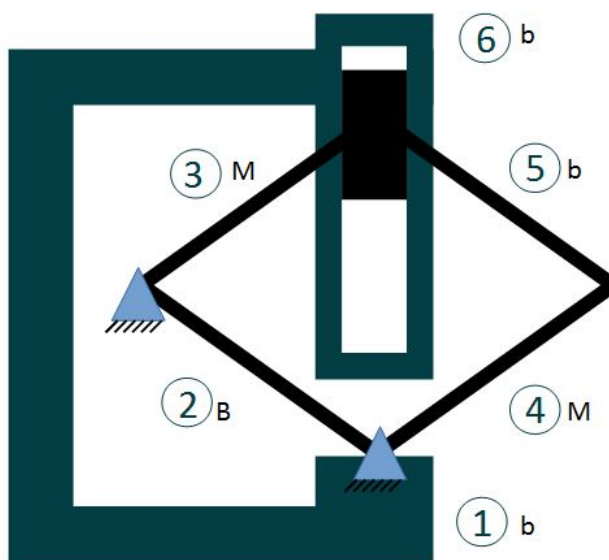
Es denomina inversió cinemàtica d'un mecanisme a l'obtenció d'un mecanisme diferent a partir de fixar les seves diferents barres o elements obtenint diferents posicions extremes del mateix. El numero d'inversions es correspon al número de barres i elements, és a dir en aquest cas n'hi han 6 diferents inversions. A continuació es mostren:

Nomenclatura: P=Pistó, b= Biela, M= Manovella, B= Bancada

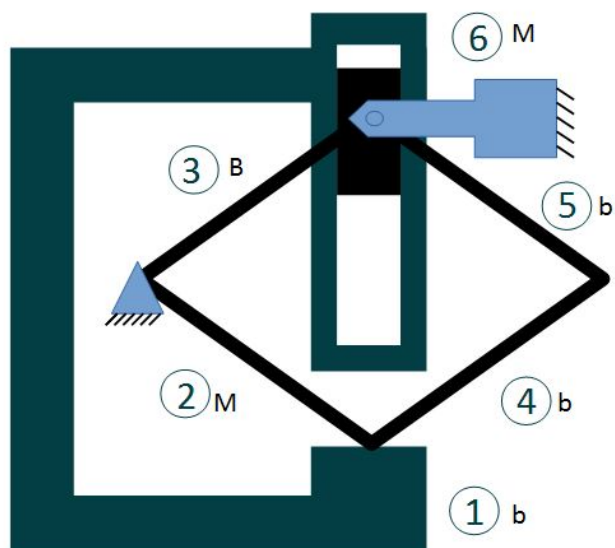
1ª Inversió:



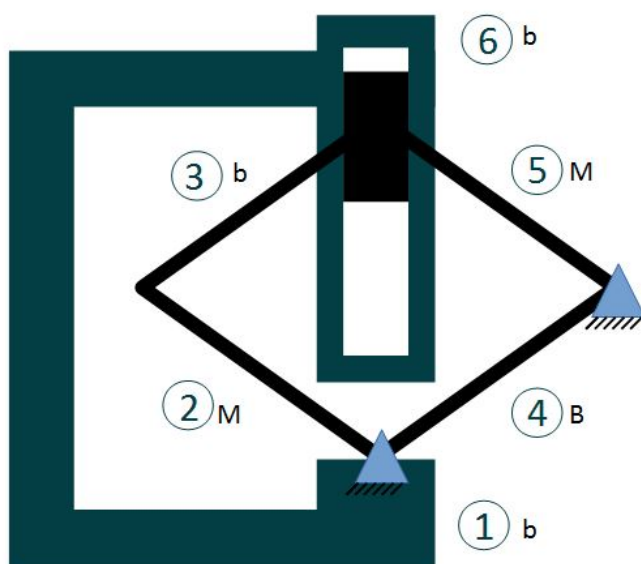
2ª Inversió:



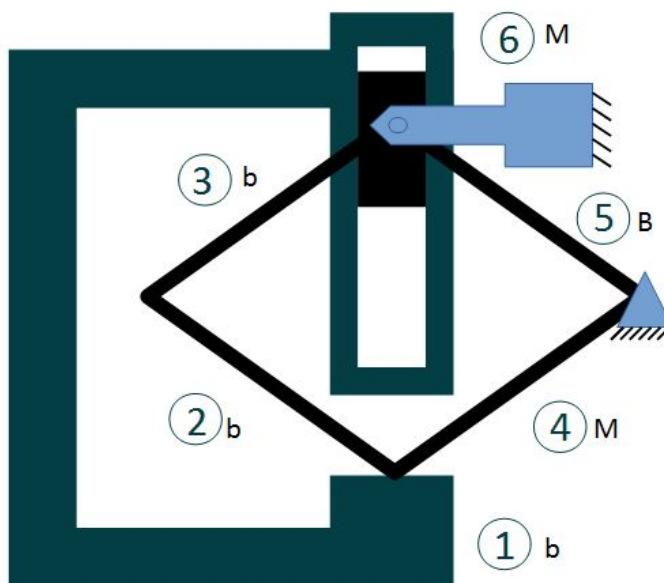
3^o Inversió:



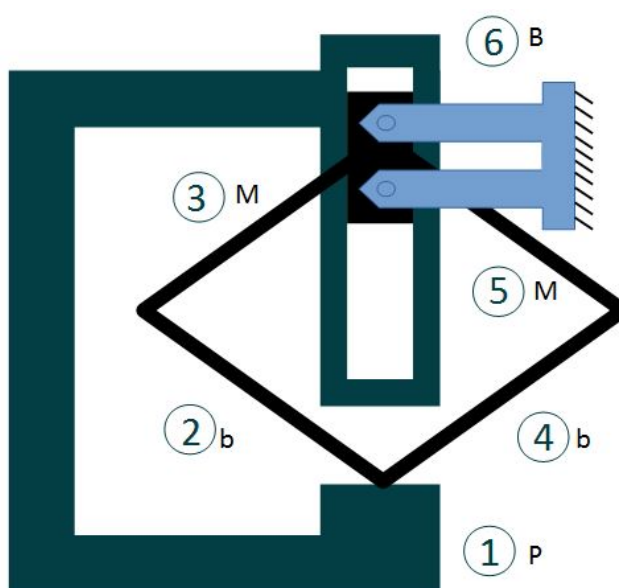
4^o Inversió:



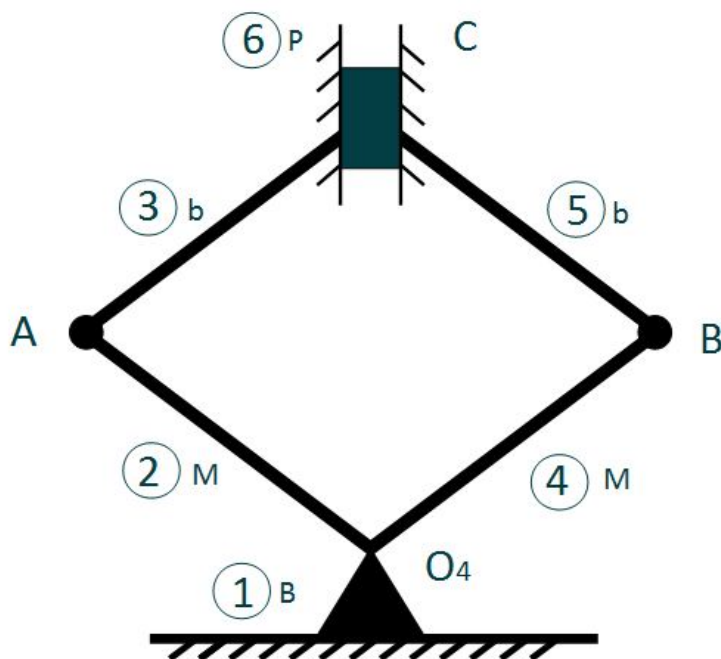
5º Inversió:



6º Inversió:



La inversió correcte que descriu el moviment del gat mecànic seria la primera inversió on la barra o element fixat és la base d'aquest. La resta no ens permet reproduir el moviment desitjat. De forma que la representació gràfica seria la següent:



El resultat és que l'element 6 es mou com a pistó, la barra 3 i 5 són bieles, la 2 i 4 manovelles i finalment la base és bancada.

3.1.3. Posicions extremes

Les posicions extremes són les posicions màximes de la inversió escollida. En aquest cas les posicions extremes de les manivelles i del pistó.

Per saber posicions de les manivelles utilitzarem la llei de Grashof, mètode el qual s'utilitza per sistemes de 4 barres.

Nomenclatura: L=Longitud barra

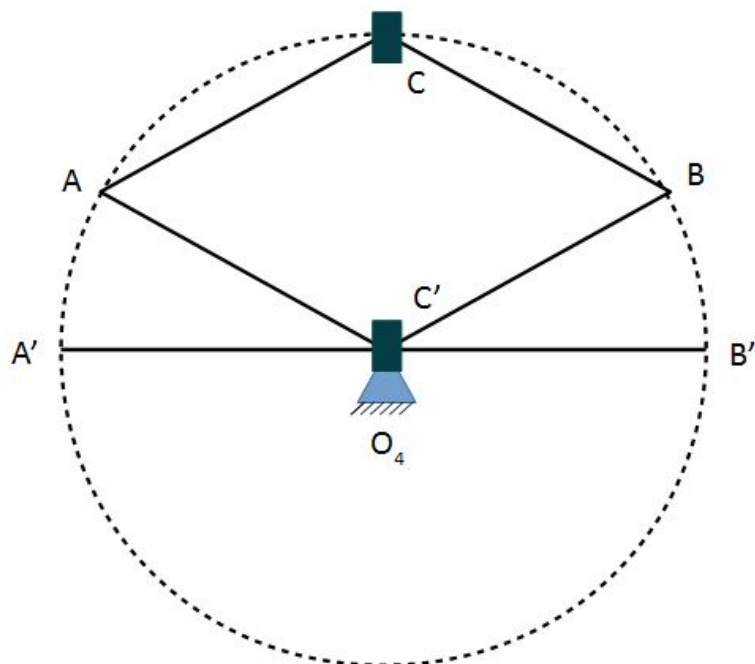
$$L1 \geq L2 \geq L3 \geq L4$$

$$L1 + L4 \leq L2 + L3$$

Un gat mecànic es caracteritza per tenir les 4 barres iguals, per tant $L1=L2=L3=L4$. Quan es dona aquest cas, on compleix la llei de Grashof, com a resultat les manivelles giren 360° .

O4-A gira 360°

O4-B gira 360°

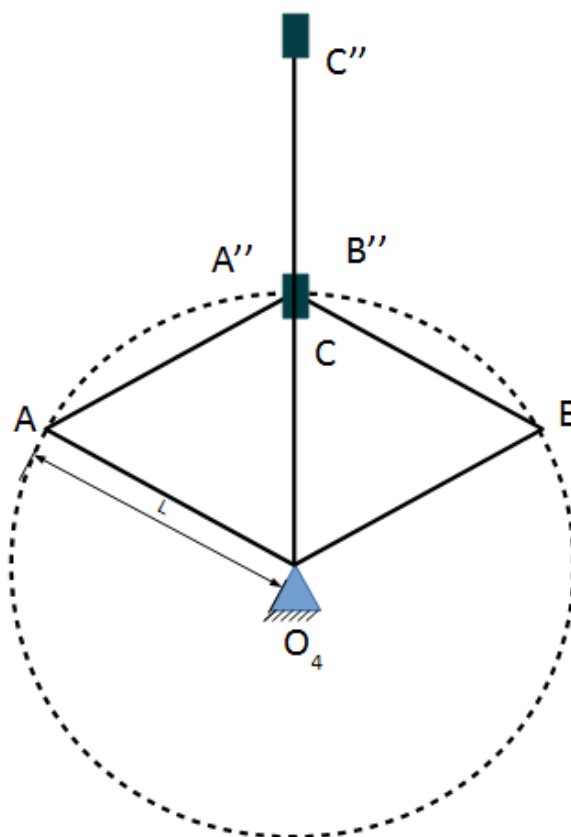


Com es veu a la imatge A' i B' s'han desplaçat, on queden en una posició horitzontal ja que mecànicament el gat mecànic no necessita que les dues manovelles (O4-A i O4-B) girin 360°. Això s'aconsegueix amb un tope mecànic incorporat o bé pel propi disseny del mecanisme real que no permetrà que les manovelles puguin seguir rotant.

La posició extrema del pistó seria la següent:

$$C''_{\min} = L \cdot 2$$

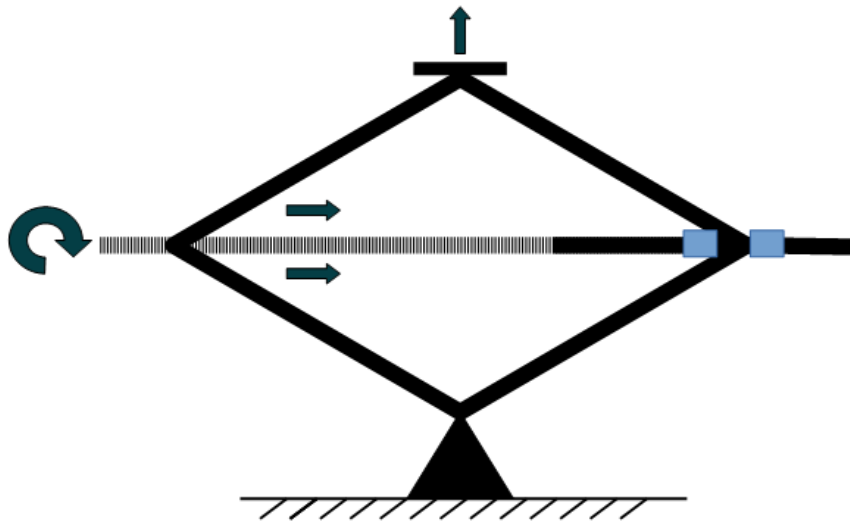
$$C''_{\max} = L \cdot 2$$



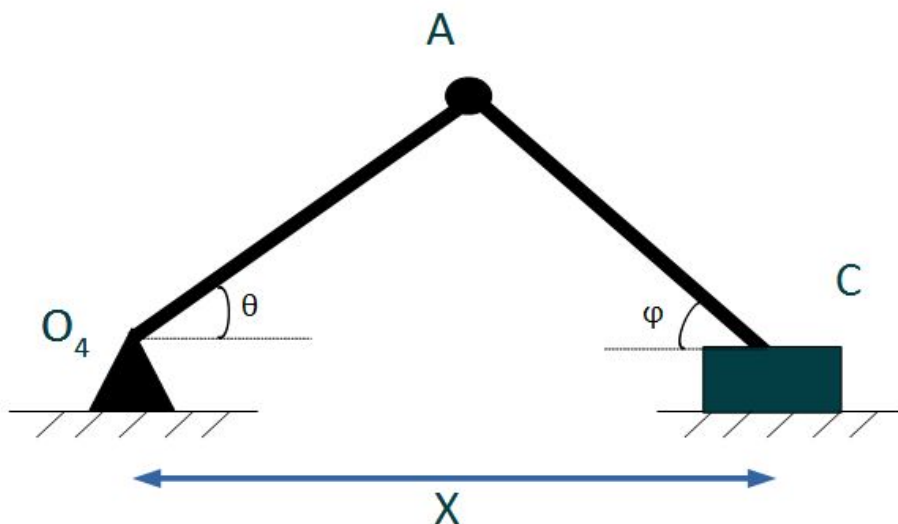
Com s'aprecia a la imatge la pròpia geometria de les barres ja limita el moviment que concorda amb el que realitza el gat mecànic.

Finalment obtenim que el propi cargol i la geometria del gat fa de tope físic per les manovelles i les dimensions de les barres fan de tope pel pistó. El resultat del moviment

obtingut és que mitjançant el gir del cargol, l'articulació esquerre es mou a dalt i abaix junt amb l'articulació dreta pel propi disseny del gat mecànic.



3.1.4. Distància en funció de l'angle



La distància X ve definida per la següent fórmula:

$$X = O_4A \cdot \cos(\theta) + AC \cdot \cos(\varphi)$$

O també:

$$\begin{aligned} \cos(\varphi) &= \sqrt{1 - \sin(\varphi)^2} \\ \frac{\sin(\varphi)}{O_4A} &= \frac{\sin(\theta)}{AC} \\ \varphi &= f(\theta) \end{aligned}$$

$$\cos(\varphi) = \sqrt{1 - \left(\frac{O_4A}{AC}\right)^2 \cdot \sin(\theta)^2}$$

$$X = O_4A \cdot \cos(\theta) + AC \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{O_4A}{AC}\right)^2 \cdot \sin(\theta)^2}$$

Aquesta segona manera d'expressar la posició serveix per ajudar en els càlculs d'equilibrats de forces i acceleracions utilitzant binomis de Newton.

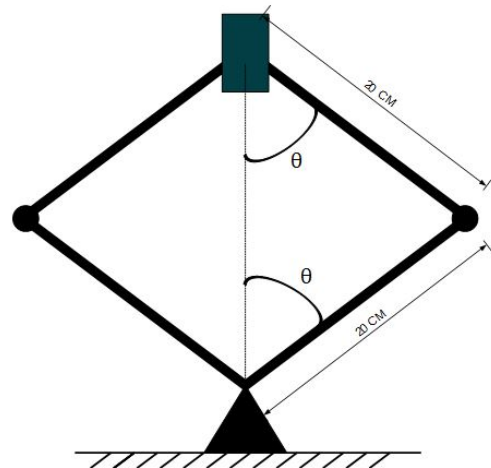
Comprovació exemple:

$X=?$

$O_4A = 20 \text{ cm}$

$AC = 20 \text{ cm}$

$\vartheta \text{ o } \varphi = 45^\circ$



1ª Formula:

$$X = O_4A \cdot \cos(\theta) + AC \cdot \cos(\varphi)$$

$$X = 20 \cdot \cos(45) + 20 \cdot \cos(45) = 28,3 \text{ cm}$$

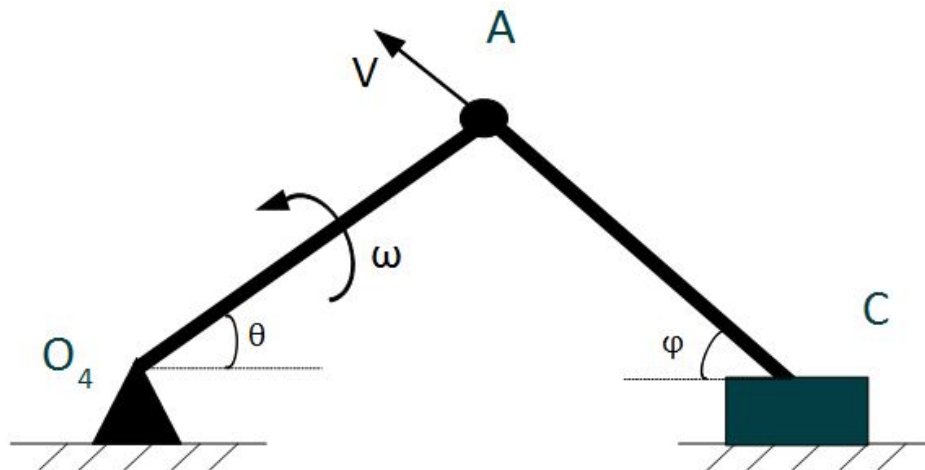
2ª Formula:

$$X = O_4A \cdot \cos(\theta) + AC \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{O_4A}{AC}\right)^2 \cdot \sin^2(\theta)}$$

$$X = 20 \cdot \cos(45) + AC \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{20}{20}\right)^2 \cdot \sin^2(45)} = 28,3 \text{ cm}$$

3.1.5. Velocitats

Un cop sabem que és un mecanisme, les seves posicions extremes i la distancia o recorregut d'aquest, es calcula les velocitats que intervenen en el mecanisme.



Desenvolupament:

Per a obtenir velocitats primer de tot es requereix saber la posició.

$$\overline{OC} = \overline{OA} + \overline{AC}$$

Quan tenim la distancia que recorre el mecanisme, es deriva entre diferencial de temps obtenint d'aquesta manera una distancia entre un temps, equivalent a la velocitat.

$$\frac{d\overline{OC}}{dt} = \frac{d(\overline{OA} + \overline{AC})}{dt} = \frac{d\overline{OA}}{dt} + \frac{d\overline{AC}}{dt}$$

$$\overline{AC} = AC \cdot \cos(\theta) i + AC \cdot \sin(\theta) j$$

$$\overline{VC} = \overline{VA} + \overline{VCA}$$

Si la distancia a continuació la derivem entre un diferencial d'angle i el diferencial d'angle entre diferencial de temps obtenim que la posició queda relacionada amb l'angle mentre que l'angle relacionat amb el temps, obtenint així velocitat angular.

$$\overline{VCA} = \frac{d\overline{AC}}{dt} = \frac{d\overline{AC}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

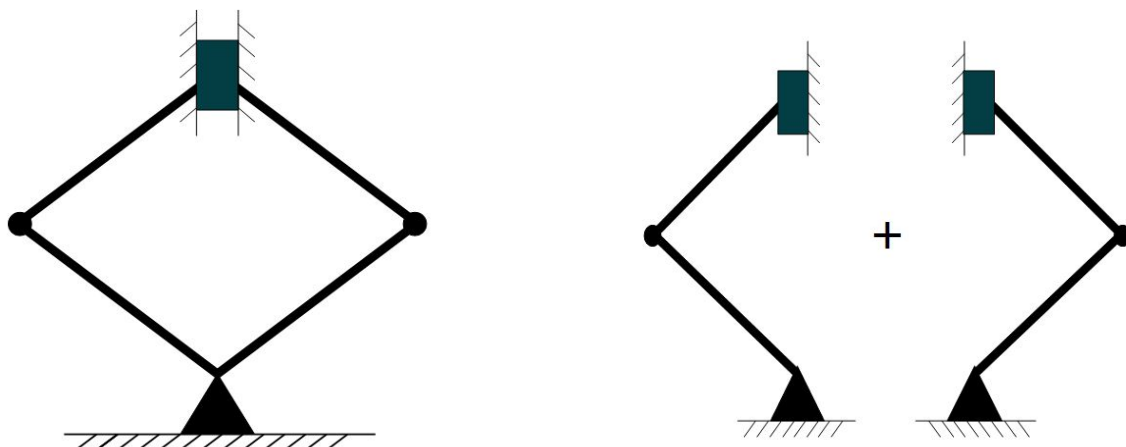
$$\frac{d\theta}{dt} = \omega$$

$$\overline{VCA} = \omega \cdot \frac{d\overline{AC}}{d\theta} = \frac{\omega \cdot d(AC \cdot \cos(\theta)i + AC \cdot \sin(\theta)j)}{d\theta}$$

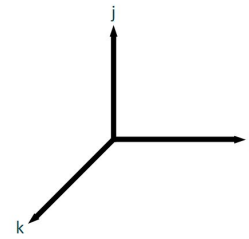
$$\overline{VCA} = \omega \cdot (-AC \cdot \sin(\theta)j + AC \cdot \cos(\theta)i) = \overline{\omega} \times \overline{AC}$$

$$\overline{VCA} = \begin{array}{ccc} i & j & k \\ 0 & 0 & \omega \\ AC \cos(\theta) & AC \sin(\theta) & 0 \end{array}$$

Pel càlcul de velocitats es realitza una simplificació, ja que la part esquerra anirà a la mateixa velocitat que la dreta pel propi disseny del mecanisme:



Els càlculs es deixaran en funció de les variables ja que durant el cicle de pujar i baixar el gat, intervenen dues velocitats angulars diferents on a més a més l'angle va variant. Tenint en compte aquest sistema de referencia:



Càlcul velocitat \overline{VA} :

$$\omega_{O_4A} = \text{Dada motor}$$

$$\overline{VA} = \overline{VO_4} + \overline{\omega_{O_4A}} \times \overline{O_4A}$$

$\overline{VO_4} = 0$ O_4 és un punt fix, per tant la seva velocitat lineal és igual a 0.

$$\overline{VA} = 0 + \begin{matrix} i & j & k \\ 0 & 0 & \omega_{O_4A} \\ O_4A \cos(\theta) & O_4A \sin(\theta) & 0 \end{matrix}$$

$$\overline{VA} = \omega_{O_4A} \cdot (O_4A \cdot \cos(\theta))j - \omega_{O_4A} \cdot (O_4A \cdot \sin(\theta))i$$

$$\overline{VA} = \omega_{O_4A} \cdot O_4A \cdot (\cos(\theta)j - \sin(\theta)i)$$

Càlcul velocitat \overline{VC} :

$$\overline{VC} = \overline{VA} + \overline{\omega_{AC}} \times \overline{AC}$$

$$\overline{VC} = \overline{VA} + \begin{matrix} i & j & k \\ 0 & 0 & \omega_{AC} \\ AC \cos(\varphi) & AC \sin(\varphi) & 0 \end{matrix}$$

$$\overline{VC} = \overline{VA} + (\omega_{AC} \cdot (AC \cdot \cos(\varphi))j - \omega_{AC} \cdot (AC \cdot \sin(\varphi))i)$$

$$\overline{VC} = (\omega_{O_4A} \cdot O_4A \cdot (\cos(\theta)j - \sin(\theta)i)) + \omega_{AC} \cdot AC \cdot (\cos(\varphi)j - \sin(\varphi)i)$$

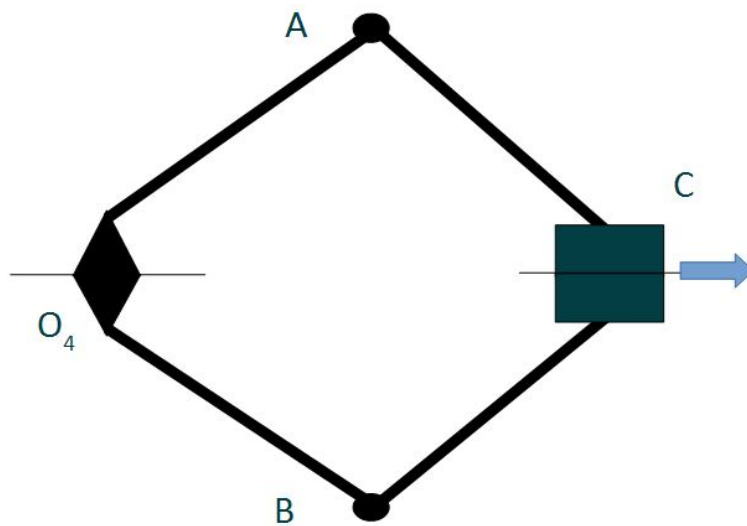
El pistó té un moviment horitzontal, per tant podem dir:

$$\overline{VC} = i + 0j$$

$$0 = (\omega_{O_4A} \cdot O_4A \cdot (\cos(\theta)j)) + (\omega_{AC} \cdot AC \cdot (\cos(\varphi)j))$$

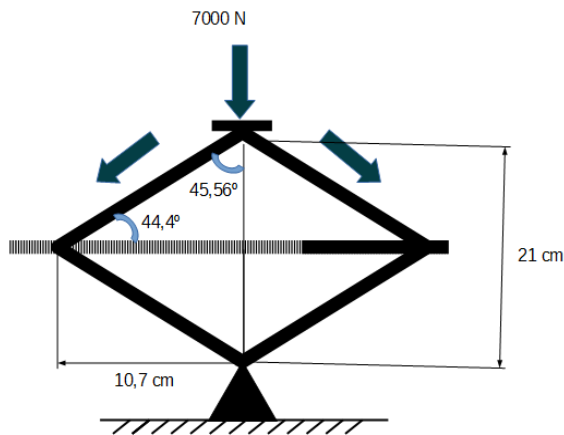
$$\omega_{AC} = \frac{-(\omega_{O_4A} \cdot O_4A \cdot (\cos(\theta)))}{(AC \cdot (\cos(\varphi)))} \quad (\text{El resultat serà negatiu si velocitat angular va en sentit horari i serà positiva si va en sentit antihorari}).$$

$$\overline{VC} = (\omega_{O_4A} \cdot O_4A \cdot (-\sin(\theta)i)) + \left(\frac{-(\omega_{O_4A} \cdot O_4A \cdot (\cos(\theta)))}{(AC \cdot (\cos(\varphi)))} \right) \cdot AC \cdot (-\sin(\varphi)i)$$



3.1.6. Fatiga

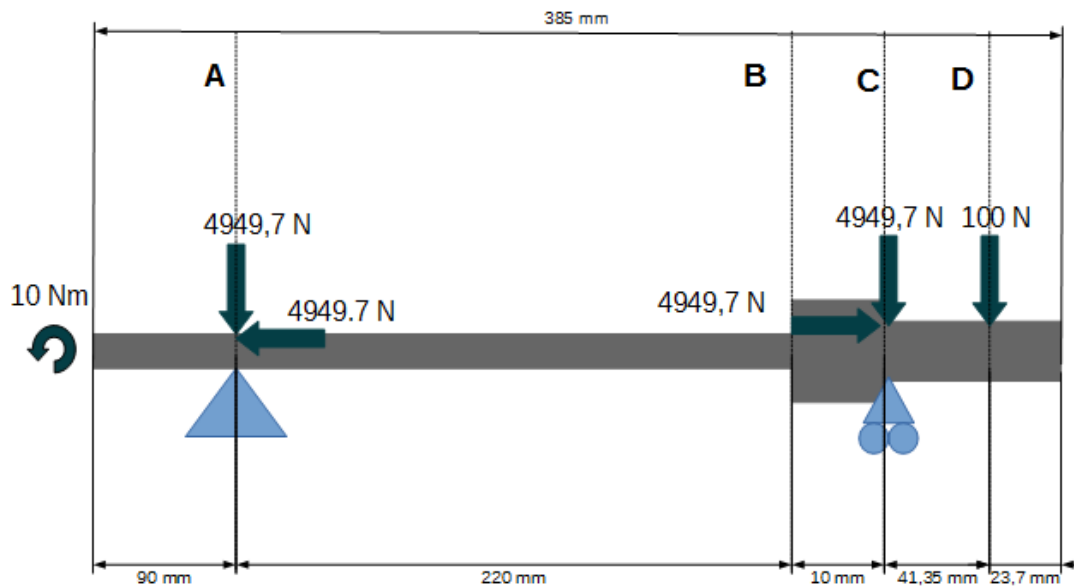
Per saber si l'eix, és a dir el cargol que està sotmès a diferents forces es trencara o no al llarg del temps, calcularem la fatiga que està sotmès l'eix. Primer de tot dibuixarem les forces que actuen sobre l'eix:



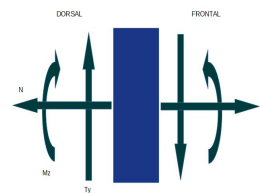
Sobre cada braç es distribueix una força de 7000 N en un angle de 45°. Per tant sobre cada braç crea una força transversal i axial:

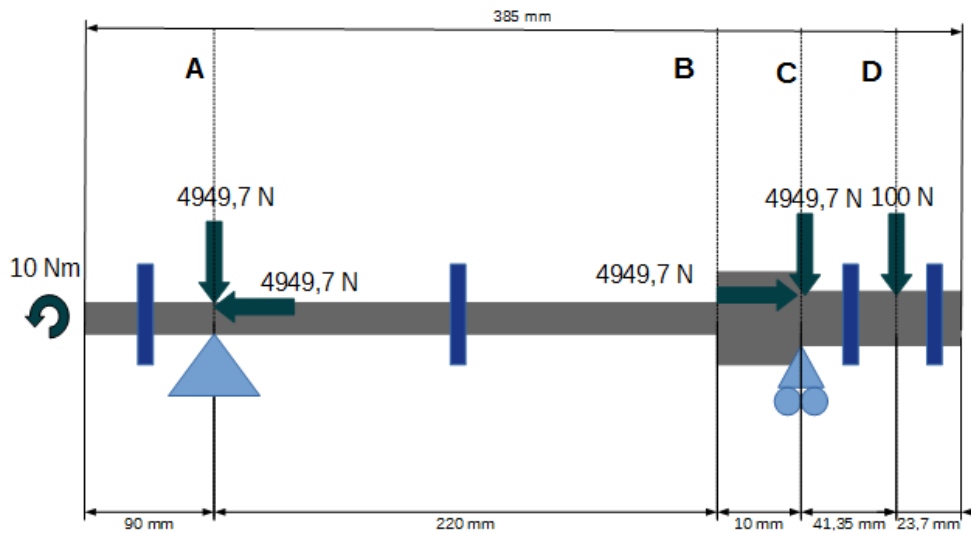
$$7000 \cdot \cos(45^\circ) = 4949,7 \text{ N}$$

$$7000 \cdot \sin(45^\circ) = 4949,7 \text{ N}$$

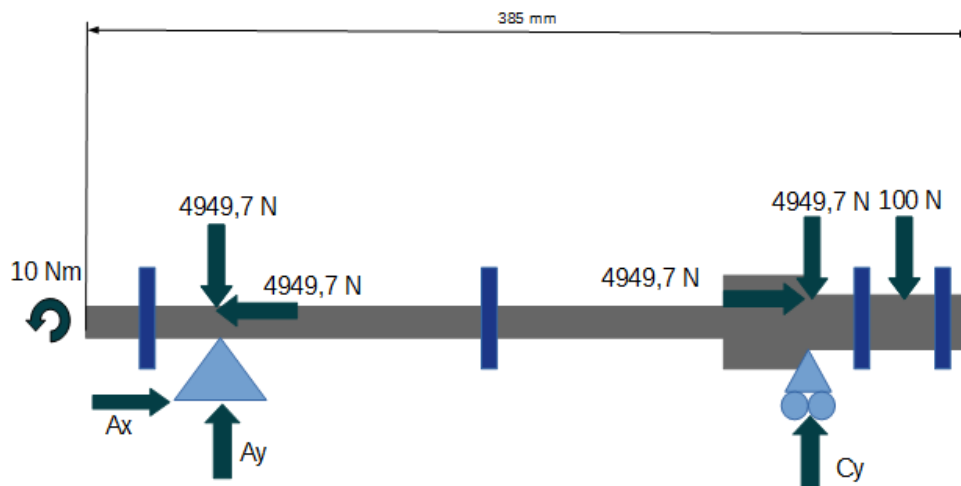


Per a poder saber quines són les forces i moments que actuen en cada tram de l'eix utilitzem el mètode de les llesques:





Degut aquestes forces, apareixen unes forces de reacció en els diferents recolzaments:



$$\sum F_x = 0 \quad A_x - 4949,7 + 4949,7 = 0$$

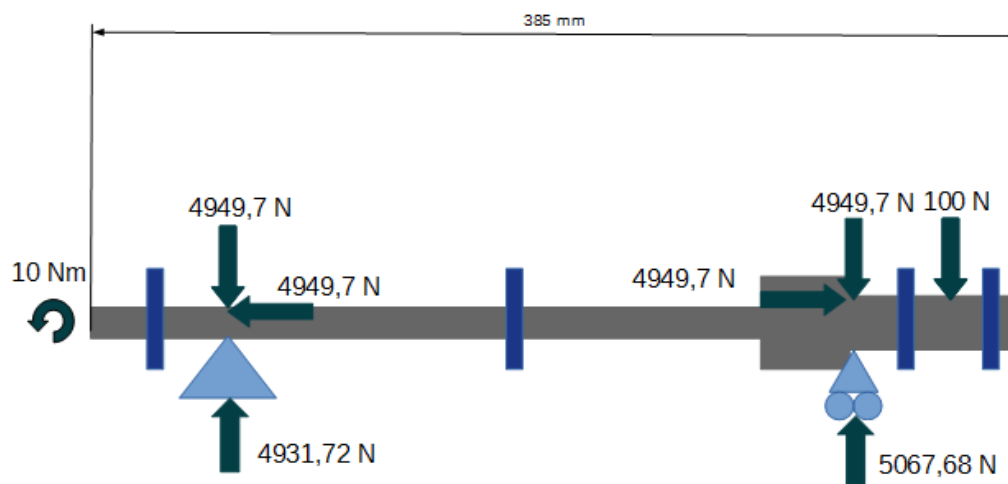
$$\sum F_y = 0 \quad A_y - 4949,7 - 4949,7 - 100 + C_y = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad -4949,7 \cdot 230 + C_y \cdot 230 - 100 \cdot 271,35 = 0$$

$$C_y = 5067,68 \text{ N}$$

$$A_y = 4931,72 \text{ N}$$

$$A_x = 0 \text{ N}$$



Resolució 1^o llesca: Frontal

$$0 \leq x \leq 90$$

$$N = -4949,7 + 4949,7$$

$$T_y = -4931,72 + 4949,7 + 4949,7 + 100 - 5067,68$$

$$M_z = 4931,72 \cdot (90 - x) - 4949,7 \cdot (90 - x) - 4949,7 \cdot (320 - x) + 5067,68 \cdot (320 - x) - 100 \cdot (361,35 - x)$$

Resolució 2^o llesca: Dorsal

$$90 \leq x \leq 320$$

$$N = 4949,7$$

$$T_y = +4931,72 - 4949,7$$

$$M_z = 4931,72 \cdot (x - 90) - 4949,7 \cdot (x - 90)$$

Resolució 3^o llesca: Frontal

$$320 \leq x \leq 361,35$$

$$N = 0$$

$$T_y = +100$$

$$M_z = -100 \cdot (361,35 - x)$$

Resolució 4^o llesca: Dorsal

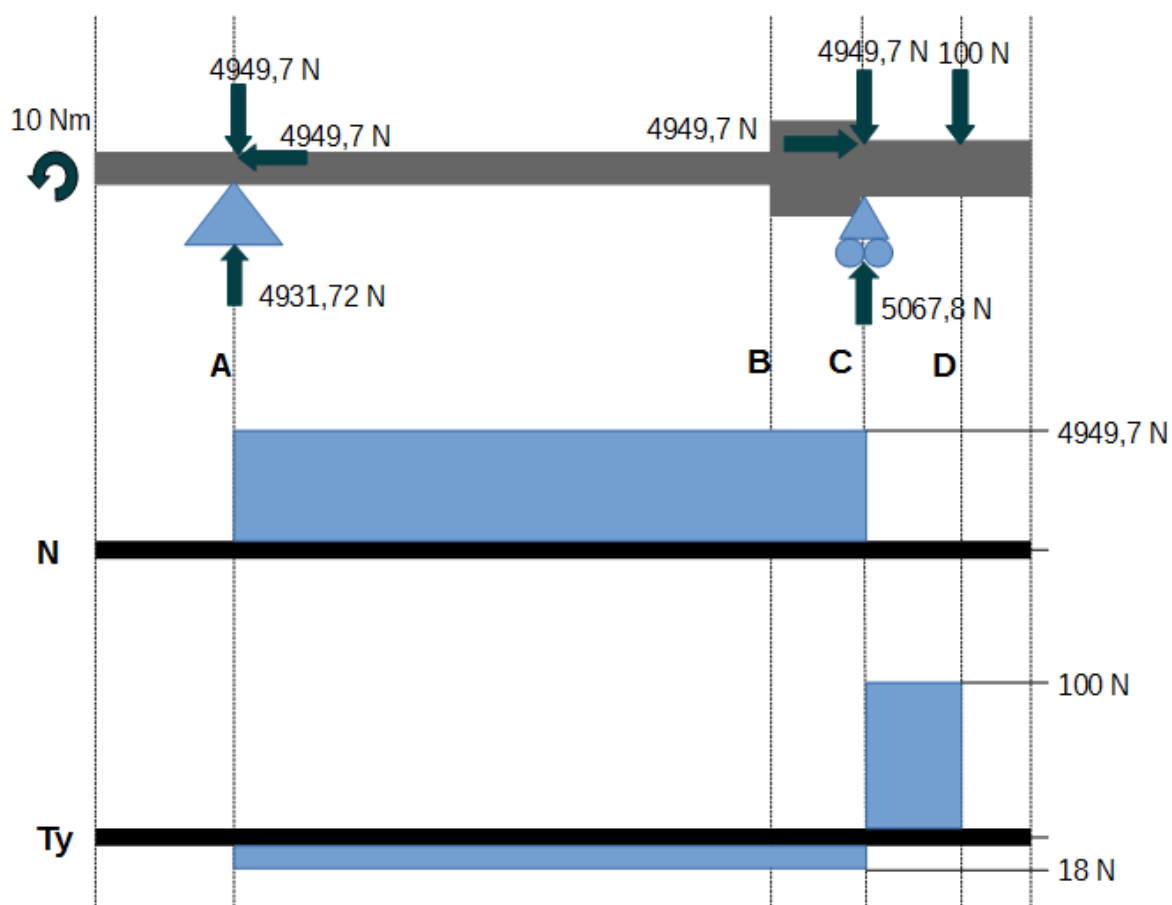
$$361,35 \leq x \leq 385$$

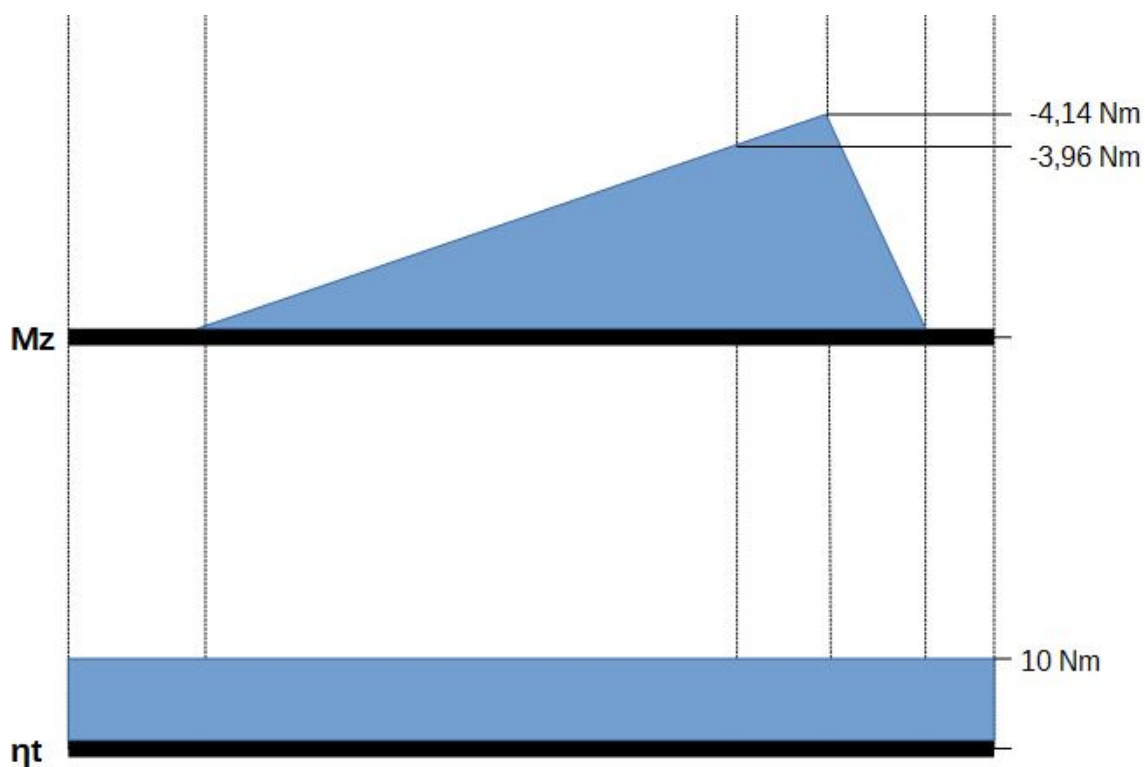
$$N = -4949,7 + 4949,7$$

$$T_y = -100 - 4949,7 - 4949,7 + 4931,72 + 5067,68$$

$$M_z = -100 \cdot (x - 385) - 4949,7 \cdot (x - 320) + 5067,68 \cdot (x - 320) + 4931,72 \cdot (x - 90) - 4949,7 \cdot (x - 90)$$

Aleshores si anem introduint x dintre dels intervals correctes en els diferents 4 trams, obtenim el resultat següent:





A continuació es determina quina és la secció més feble o que pateix més en funció del diàmetre i dels resultats de força axial, moment flector, moment torsió, força de cisalla. Veient els resultats anteriors és convenient observar com es comporta la secció B i C.

Secció B-B:

Diàmetre=11,2 mm

$$\theta_{\text{Tracció}} = \frac{P}{A} = \frac{4949,7 \text{ N}}{\pi \cdot 5,6^2} = 50,24 \text{ Mpa}$$

$$\theta_{\text{Flector}} = -\frac{Mfy}{I_{zz}} = -\frac{(-3,96 \cdot 10^3) \cdot 5,6}{\pi \cdot \frac{5,6^4}{4}} = 28,71 \text{ Mpa}$$

$$\eta_{Torsió} = \frac{Mt \cdot r}{I_{yy}} = \frac{(10 \cdot 10^3) \cdot 5,6}{\pi \cdot \frac{5,6^4}{2}} = 36,25 \text{ Mpa}$$

$$\theta_{Cisalla} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{18}{\pi \cdot 5,6^2} = 0,24 \text{ Mpa}$$

Secció C-C:

Diàmetre=15 mm

$$\theta_{Tracció} = \frac{P}{A} = \frac{4949,7 \text{ N}}{\pi \cdot 7,5^2} = 28 \text{ Mpa}$$

$$\theta_{Flector} = -\frac{Mf \cdot y}{I_{zz}} = -\frac{(-4,14 \cdot 10^3) \cdot 7,5}{\pi \cdot \frac{7,5^4}{4}} = 12,49 \text{ Mpa}$$

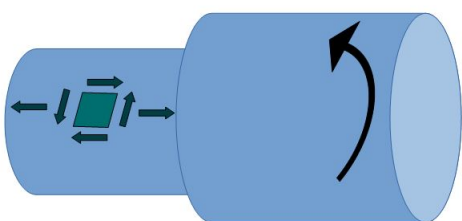
$$\eta_{Torsió} = \frac{Mt \cdot r}{I_{yy}} = \frac{(10 \cdot 10^3) \cdot 7,5}{\pi \cdot \frac{7,5^4}{2}} = 15,09 \text{ Mpa}$$

$$\theta_{Cisalla} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{100}{\pi \cdot 7,5^2} = 0,75 \text{ Mpa}$$

Amb els resultats obtinguts veiem com el diàmetre de la secció B-B ha jugat un important paper. Tot i que la cisalla de la secció C-C sigui superior és menyspreable comparat amb la resta de resultats.



Com s'observa a la imatge anterior, el punt més crític és la part superior de l'eix on hi ha major moment flector a tracció, major moment de torsió, major tracció i per contra 0 cisalla, tot i que des de un inici ja era menyspreable comparat amb el moment de torsió i flector.

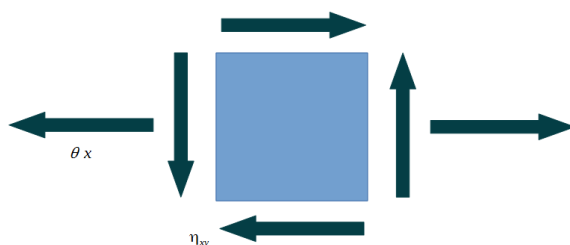


$$\eta_{\text{Torsió}} = 36,25 \text{ MPa}$$

$$\theta_{\text{Tracció}} = 50,24 \text{ MPa}$$

$$\theta_{\text{Flector}} = 28,71 \text{ MPa}$$

$$\theta_{\text{Cisalla}} = 0 \text{ MPa}$$



$$\theta_x = \theta_{\text{Flector}} + \theta_{\text{Tracció}}$$

$$\theta_x = 28,71 \text{ MPa} + 50,24 \text{ MPa} = 78,95 \text{ MPa}$$

$$\eta_{xy} = \theta_{\text{Cisalla}} + \eta_{\text{Torsió}}$$

$$\eta_{xy} = 0 + 36,25 \text{ MPa} = 36,25 \text{ MPa}$$

$$\theta_1, \theta_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\theta_1, \theta_2 = \frac{78,95}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{78,95}{2}\right)^2 + 36,25^2} = \langle 93,07 | -14,12 \rangle$$

$$\theta_1 = 93,07 \text{ MPa}$$

$$\theta_2 = -14,12 \text{ MPa}$$

Factor seguretat Von Mises:

$$FS_{VM} = \frac{\sigma_{limit}}{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}} = \frac{\sigma_{limit}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}}$$

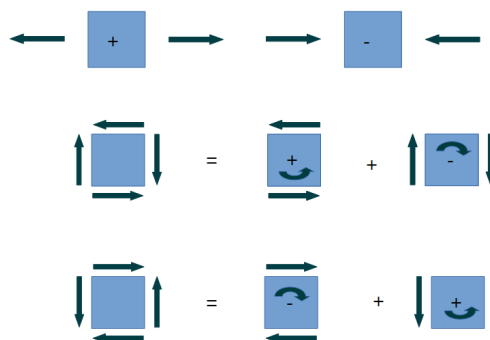
$$FS_{VM} = \frac{340}{\sqrt{93,07^2 + (-14,12)^2 - (93,07 \cdot (-14,12))}} = 3,37$$

Factor seguretat Tresca:

$$FS_{Tresca} = \frac{\sigma_{limit}}{\sigma_1 - \sigma_2}$$

$$FS_{Tresca} = \frac{340}{93,07 - (-14,12)} = 3,17$$

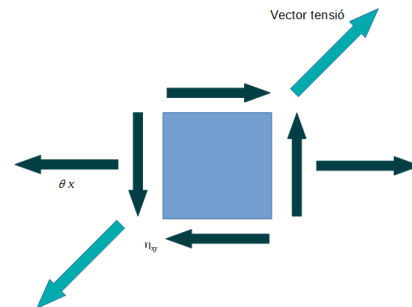
Nomenclatura



Cercle de Mohr:

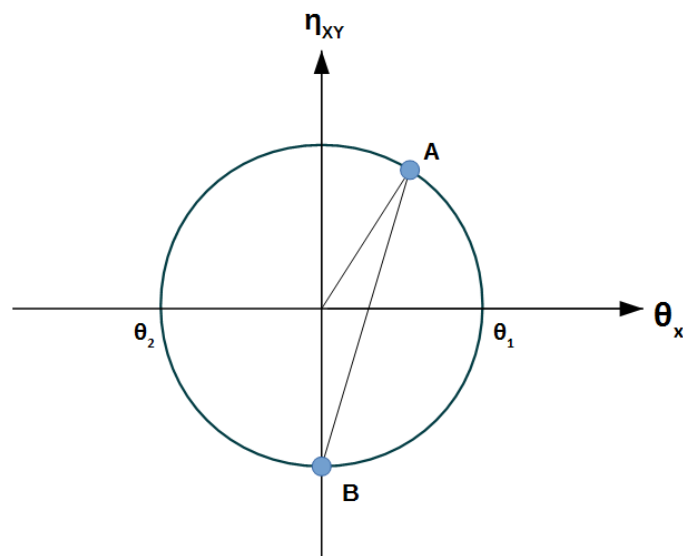
$$A = \overline{\eta_{vx}} = (+\theta_x; -\eta_{xy})$$

$$B = \overline{\eta_{vy}} = (-\theta_y; -\eta_{xy})$$



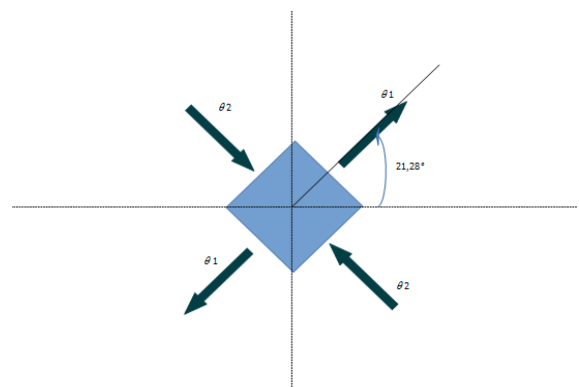
$$A = (78,95; 36,25)$$

$$B = (0; -36,25)$$



$$\alpha = \frac{1}{2} \cdot \arctan\left(\frac{2 \cdot \eta_{xy}}{\theta_x}\right)$$

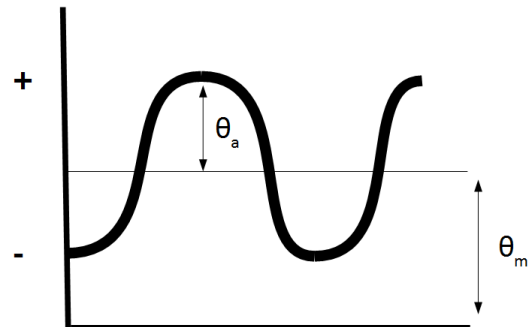
$$\alpha = \frac{1}{2} \cdot \arctan\left(\frac{2 \cdot 36,25}{78,95}\right) = 21,28^\circ$$



Quants cicles aguanta la peça?

$\theta_a = \text{Tensió amplitud}$

$\theta_m = \text{Tensió mitja}$



$$\eta_m = \frac{\eta_{max} + \eta_{min}}{2}$$

$$\theta_m = \frac{\theta_{max} + \theta_{min}}{2}$$

$$\eta_a = \frac{\eta_{max} - \eta_{min}}{2}$$

$$\theta_a = \frac{\theta_{max} - \theta_{min}}{2}$$

Si les tensions d'amplitud fossin 0, no hi haurien ones, per tant no hi hauria fatiga

$$\theta_a \neq 0$$

$$\eta_a \neq 0$$

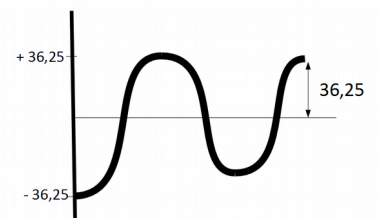
Tal i com estan distribuïdes les carregues a l'eix, podríem dir que és un cas fluctuant, és a dir, hi ha tensió mitjana i tensió d'amplitud:

$$\eta_{max} = 36,25 \text{ MPa}$$

$$\eta_m = \frac{36,25 - 36,25}{2} = 0$$

$$\eta_{min} = -36,25 \text{ MPa}$$

$$\eta_a = \frac{36,25 + 36,25}{2} = 36,25 \text{ MPa}$$

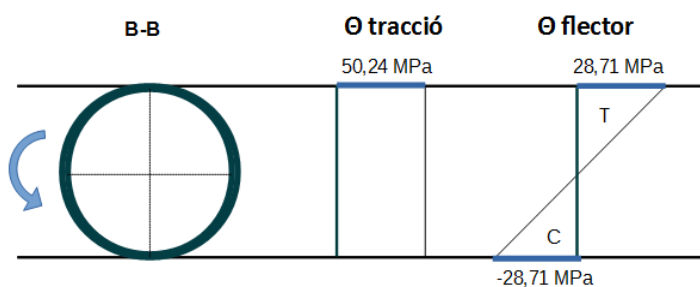
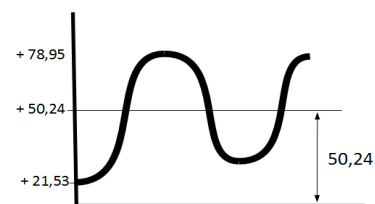


$$\theta_{max} = 78,95 \text{ MPa}$$

$$\theta_m = \frac{78,95 + 21,53}{2} = 50,24$$

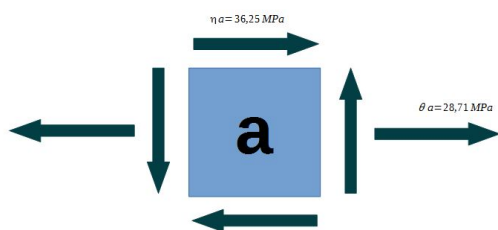
$$\theta_{min} = 21,53 \text{ MPa}$$

$$\theta_a = \frac{78,95 - 21,53}{2} = 28,71 \text{ MPa}$$



$$\theta_{aeq} = \sqrt{((\theta_a)^2 + 3 \cdot (\eta_a)^2)}$$

$$\theta_{aeq} = \sqrt{(28,71^2 + 3 \cdot 36,25^2)} = 69,04 \text{ MPa}$$



$$\theta_{meq} = \sqrt{((\theta_m)^2 + 3 \cdot (\eta_m)^2)}$$

$$\theta_{meq} = \sqrt{50,24^2} = 50,24 \text{ MPa}$$



$$\theta_{fat} = (k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e) \cdot (0,5 \cdot \theta_{rot})$$

$$\theta_{rot}(F 1140) = 620 \text{ MPa}$$

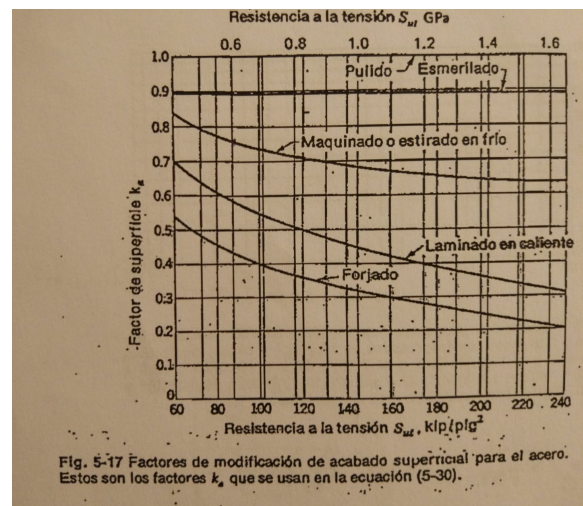
$$\theta_{limit}(F 1140) = 340 \text{ MPa}$$

-K_a: Coeficient acabat superficial

Maquinat o estirat en fred

Resistencia a la tensió = 620 Mpa

$$K_a = 0,75$$



-K_b: Factor de mida

$$K_b = 1 \quad \Theta < 8 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,85 \quad 8 \text{ mm} < \Theta < 50 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,75 \quad \Theta > 50 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,85$$

-K_c: Factor de fiabilitat

$$K_c = 1$$

-K_d: Factor de temperatura

$$K_d = \frac{3100}{2460 + 9 \cdot T(^{\circ}\text{C})} \quad \text{Si } T > 70^{\circ}\text{C}$$

No compleix la condició ja que el nostre sistema no treballa a més de 70°C

$$K_d = 1$$

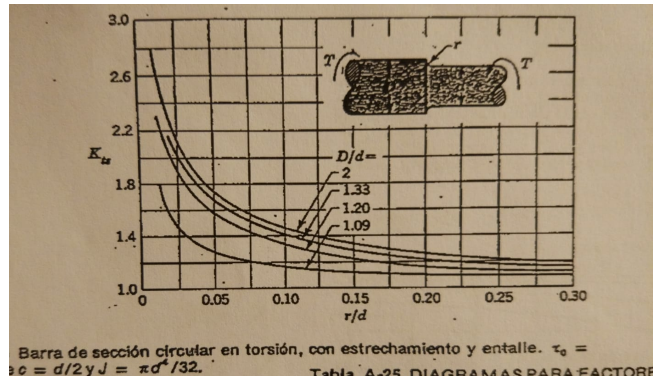
-Ke: Factor concentració esforços

($Ke \neq 1$ si hi ha discontinuïtat en l'eix)

$$D/d = \frac{20}{11,2} = 1,79$$

$$r/d = \frac{1}{11,2} = 0,08$$

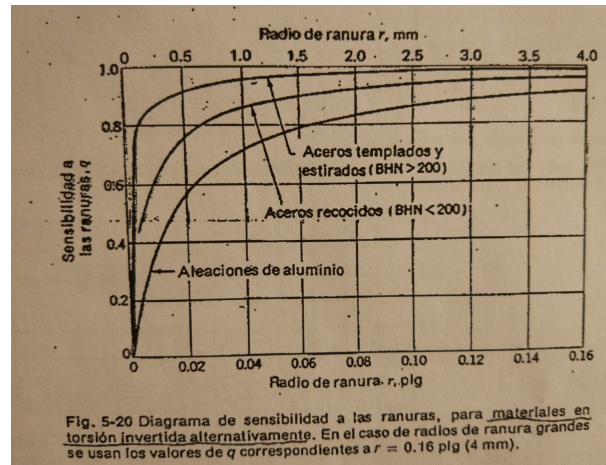
$$K_t = 1,6$$



Acero templado y estirado

radio ranura= 1 mm

$q=0,95$

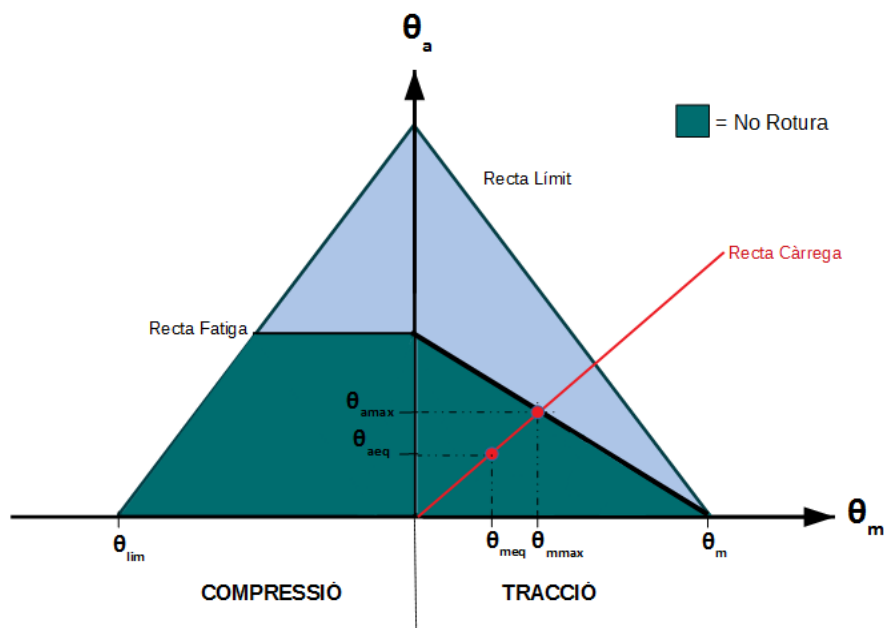


$$K_e = \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)} = \frac{1}{1 + 0,95 \cdot (1,6 - 1)} = 0,64$$

$$K_e = 0,64$$

$$\theta_{fat} = (k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e) \cdot (0,5 \cdot \theta_{rot}) = (0,75 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,64) \cdot (0,5 \cdot 620) = 126,48 \text{ MPa}$$

Diagrama Soderberg:



Recta Soderberg →

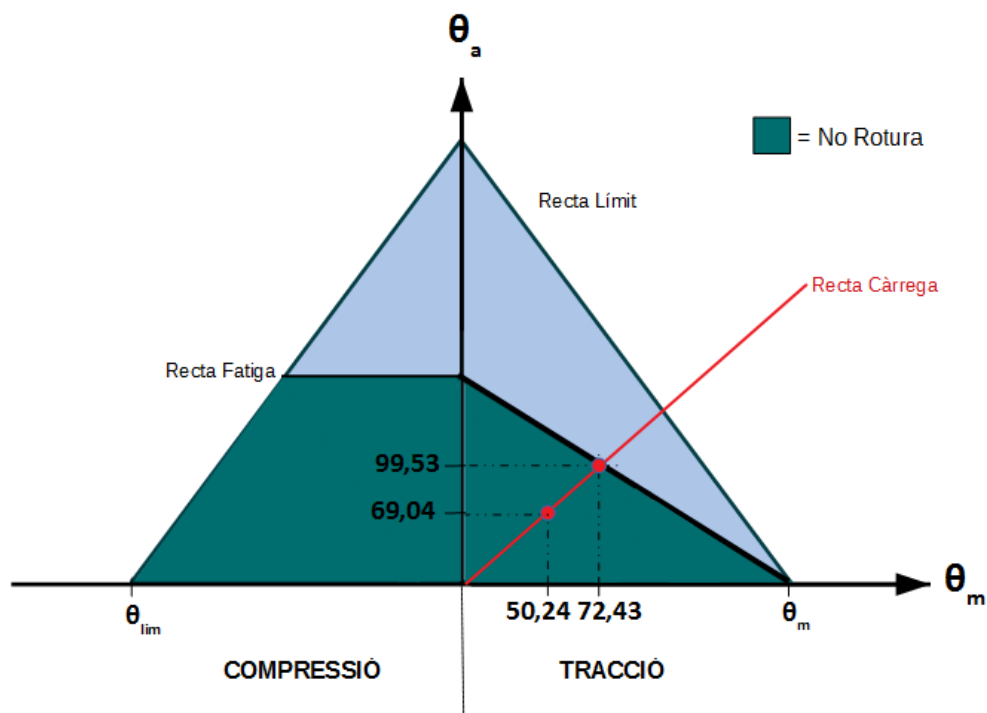
$$\theta_a = -\left(\frac{\theta_{fat}}{\theta_{límit}}\right) \cdot \theta_m + \theta_{fat} = -\left(\frac{126,48}{340}\right) \cdot \theta_m + 126,48$$

Recta Càrrega →

$$\theta_a = \left(\frac{\theta_{aeq}}{\theta_{meq}}\right) \cdot \theta_m = \left(\frac{69,04}{50,24}\right) \cdot \theta_m$$

$$\left(\frac{69,04}{50,24}\right) \cdot \theta_m = -\left(\frac{126,48}{340}\right) \cdot \theta_m + 126,48 \quad \theta_{m_{max}} = 72,43 \text{ MPa}$$

$$\theta_a = \left(\frac{\theta_{aeq}}{\theta_{meq}}\right) \cdot \theta_m = \left(\frac{69,04}{50,24}\right) \cdot 72,43 \quad \theta_{a_{max}} = 99,53 \text{ MPa}$$



$$FS = \frac{\theta_{a \max}}{\theta_{a \text{eq}}} = \frac{99,53}{69,04} = 1,44$$

$$FS = \frac{\theta_{m \max}}{\theta_{m \text{eq}}} = \frac{72,43}{50,24} = 1,44$$

$$FS = 1 \quad (N = 10^6)$$

$$FS < 1 \quad \text{Vida finita} \quad (10^3 < N < 10^6)$$

$$FS > 1 \quad \text{Vida infinita} \quad (N = \infty)$$

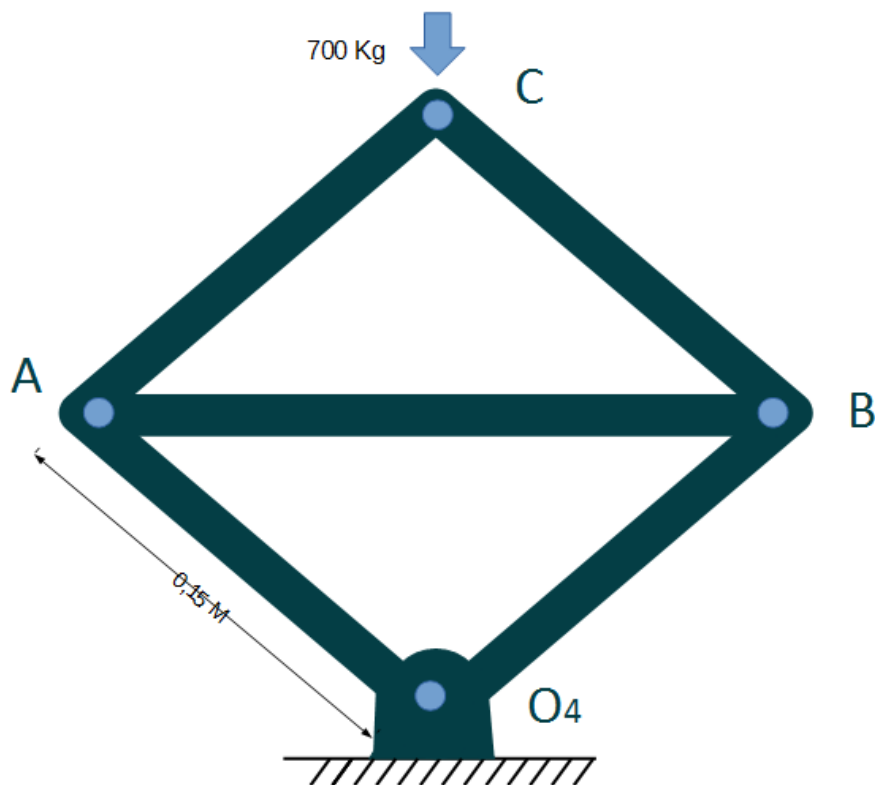
$$N = \infty$$

Per tant segons els càlculs, veiem que l'eix no trencara per fatiga.

3.2. Estàtica de màquines

3.2.1. Reaccions hiperestàtic mètode nusos

Suposarem que amb una inclinació de 45° amb barres de 15 cm entre articulacions, és quan el gat comença a suportar els 700kg. Aquests càlculs serveixen per veure com es distribueix la càrrega quan el gat es troba de forma estàtica.

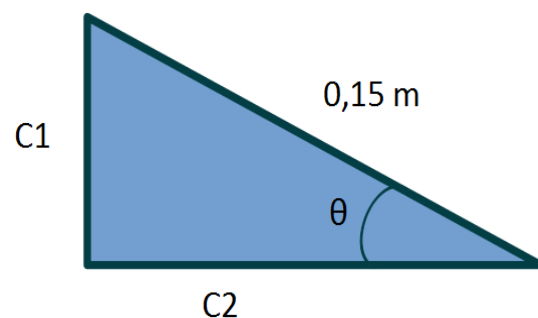


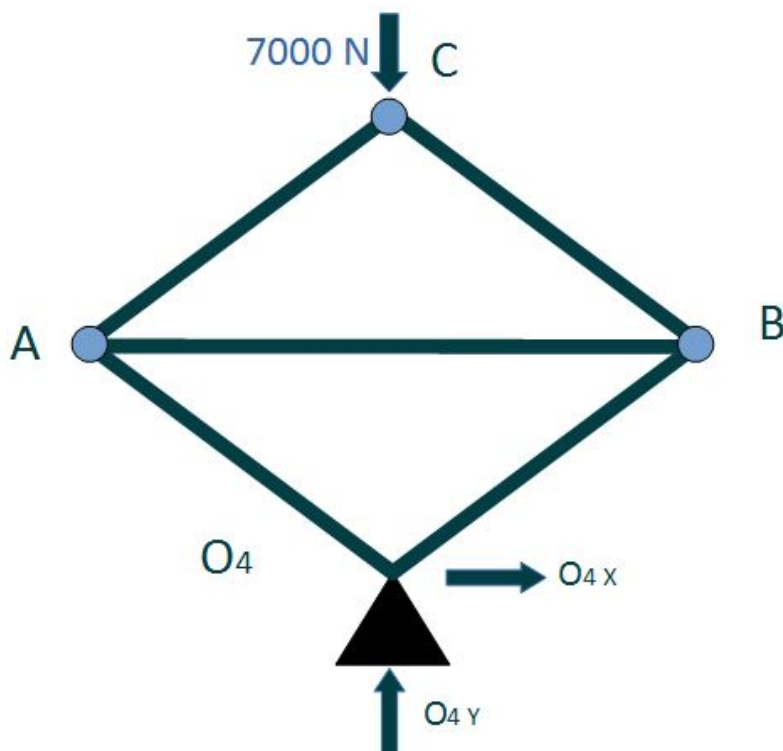
$$\frac{\sin(90)}{0,15} = \frac{\sin(45)}{C1}$$

$$C1 = 0,106$$

$$0,15^2 = 0,106^2 + C2^2$$

$$C2 = 0,106$$





$$\sum F_y = 0 \quad O_{4y} - 7000 = 0$$

$$\sum F_x = 0 \quad O_{4x} = 0$$

$$O_{4y} = 7000 \text{ N}$$

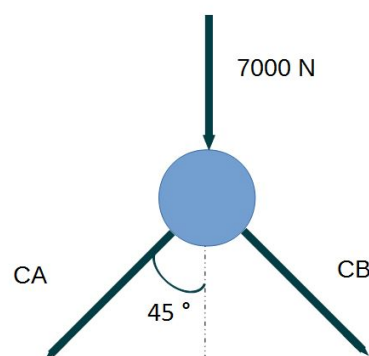
NUS C

$$\sum F_y = 0 \quad -7000 - CA \cdot \cos(45) - CB \cdot \cos(45) = 0$$

$$\sum F_x = 0 \quad -CA \cdot \sin(45) + CB \cdot \sin(45) = 0$$

$$CA = \frac{CB \cdot \sin(45)}{\sin(45)} = -4949,7 \text{ N} \quad \text{Compensió}$$

$$CB = -4949,7 \text{ N} \quad \text{Compensió}$$



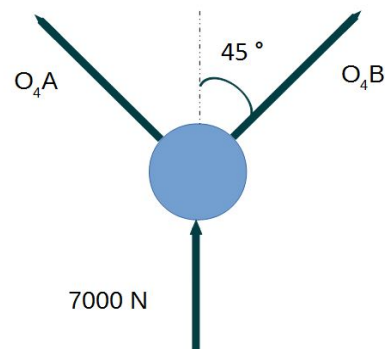
NUS O4

$$\sum F_y = 0 \quad 7000 + O_4 A \cdot \cos(45) + O_4 B \cdot \cos(45) = 0$$

$$\sum F_x = 0 \quad -O_4 A \cdot \sin(45) + O_4 B \cdot \sin(45) = 0$$

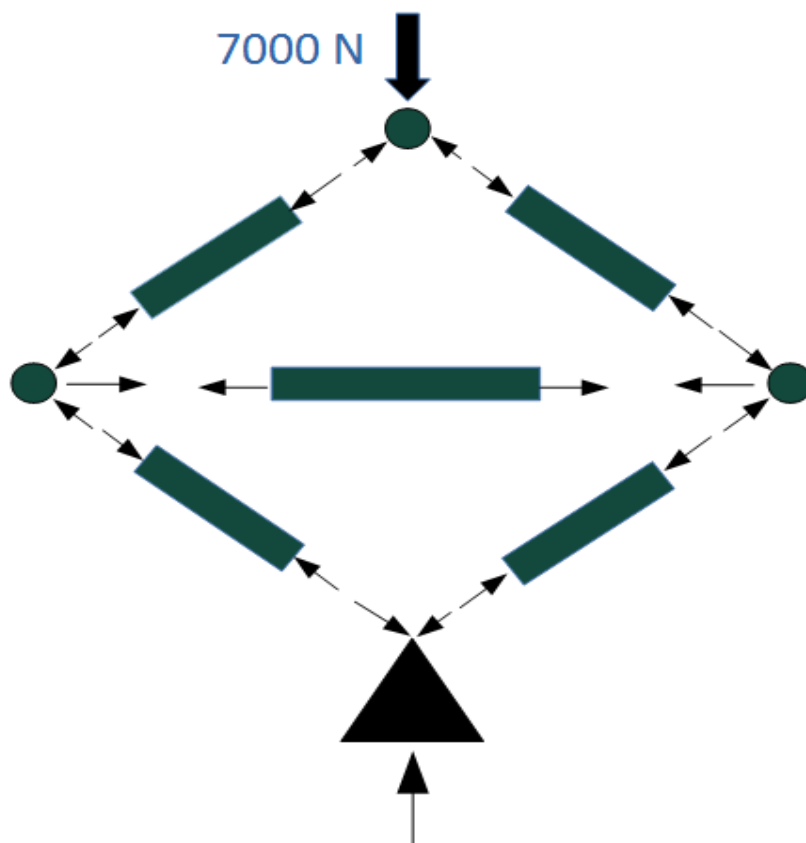
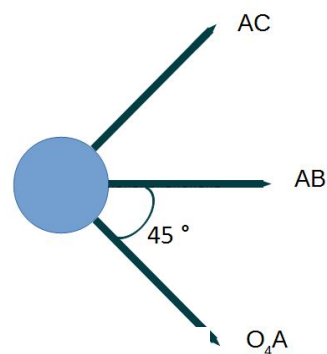
$$O_4 A = \frac{O_4 B \cdot \sin(45)}{\sin(45)} = -4949,7 \text{ N} \quad \text{Compressió}$$

$$O_4 B = -4949,7 \text{ N} \quad \text{Compressió}$$

NUS A

$$\sum F_x = 0 \quad AB + AC \cdot \cos(45) + AO_4 \cdot \cos(45) = 0$$

$$AB = 7000 \text{ N} \quad \text{Tracció}$$



3.3. Accionaments i transmissió

3.3.1. Cargol

El cargol en particular és una de les peces més importants de tot el gat mecànic ja que és el que aguanta gran part de la força i fa possible el moviment característic d'aquest. El material escollit per aquest és un acer F1140 amb una tensió límit de 34 Mpa.



Datos técnicos Husillos trapezoidales

(consultar también las páginas relativas a cada tipo de husillo)

Diámetro por paso	d 1		d 2		d 3		n° entradas	Angulo de hélice	(1) Eficiencia η		(2) H 1	I Momento de inercia mm^4
	diámetro externo tolerancia 4 h	mín. máx.	diámetro medio tolerancia 7 e	mín. máx.	diámetro interno tolerancia 7 h	mín. máx.			f=0,1	f=0,2	mm	
Tr 8 x 1,5	7,850	8,000	7,013	7,183	5,921	6,200	1	3°46'	0,39	0,24	0,75	60
Tr 10 x 2	9,820	10,000	8,739	8,929	7,191	7,500	1	4°02'	0,41	0,26	1,0	131
Tr 10 x 3	9,764	10,000	8,203	8,415	6,150	6,500	1	6°25'	0,52	0,35	1,5	70
Tr 10 x 4 (P2)	9,820	10,000	8,739	8,929	7,191	7,500	2	8°03'	0,58	0,40	1,0	131
Tr 12 x 3	11,764	12,000	10,191	10,415	8,135	8,500	1	5°12'	0,47	0,31	1,5	215
Tr 12 x 6 (P3)	11,764	12,000	10,191	10,415	8,135	8,500	2	10°19'	0,63	0,46	1,5	215
Tr 14 x 3	13,764	14,000	12,191	12,415	10,135	10,500	1	4°22'	0,43	0,27	1,5	518
Tr 14 x 4	13,700	14,000	11,640	11,905	9,074	9,500	1	6°03'	0,51	0,34	2,0	333
Tr 14 x 6 (P3)	13,764	14,000	12,191	12,415	10,135	10,500	2	8°41'	0,59	0,42	1,5	518
Tr 16 x 4	15,700	16,000	13,640	13,905	11,074	11,500	1	5°12'	0,47	0,31	2,0	738
Tr 16 x 8 (P4)	15,700	16,000	13,640	13,905	11,074	11,500	2	10°19'	0,63	0,46	2,0	738
Tr 18 x 4	17,700	18,000	15,640	15,905	13,074	13,500	1	4°33'	0,44	0,28	2,0	1434

1º Suposició→

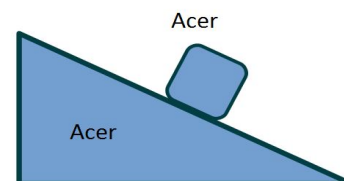
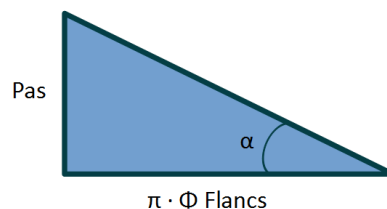
Cargol Tr 18x 4

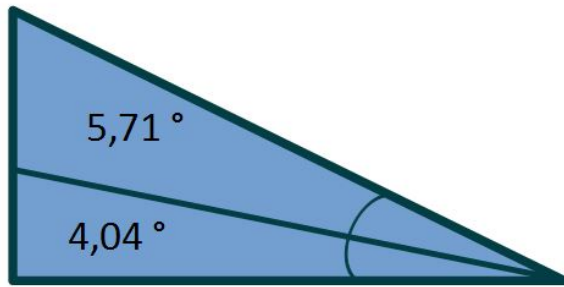
$$\theta = \arctan\left(\frac{\text{Pas}}{\pi \cdot \Phi \text{ Flancs}}\right) = \arctan\left(\frac{4}{\pi \cdot 18}\right)$$

$$\theta = \theta_{\text{rosca}} = 4,04^\circ$$

$\mu_{\text{acer}} - \text{acer} = 0,1$ coeficient de fricció

$$\arctan(0,1) = 5,71^\circ$$





Irreversible $\theta_{\text{rosca}} < \theta_{\text{fregament}}$

Reversible $\theta_{\text{rosca}} > \theta_{\text{fregament}}$

Cal utilitzar fre motor si $\theta_{\text{rosca}} \approx \theta_{\text{freg}}$

En aquest cas cal que sigui irreversible ja que sota càrrega el cargol podria cedir fent caure la càrrega.

$$M_{\text{rosca}} = P \text{ (Kgf)} \cdot \frac{\varnothing \text{ (mm)}}{2} \cdot \text{tg}(\theta_{\text{rosca}} + \theta_{\text{fregament}})$$

$$M_{\text{rosca}} = 700 \cdot \frac{18}{2} \cdot \text{tg}(4,04^\circ + 5,71^\circ) = 1082,5 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

$$\varnothing = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot FS}{\pi} \cdot \frac{M_{\text{rosca}} \text{ (Kgf} \cdot \text{mm)}}{\theta_{\text{limit}} \text{ (Kgf/mm}^2\text{)}}}$$

$$\varnothing = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4}{\pi} \cdot \frac{1082,5}{34}} = 10,90 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{interior cargol TR 18 x 4}} = 13,300 \text{ mm}$$

$$10,90 \ll 13,30$$

Com podem veure es compleix que el diàmetre requerit és més petit que el real amb aquest cargol, però es fa una segona suposició per poder ajustar millor el requerit amb el real.



Datos técnicos Husillos trapezoidales

(consultar también las páginas relativas a cada tipo de husillo)

Diámetro por paso	d 1 diámetro externo tolerancia 4 h mín. máx. mm		d 2 diámetro medio tolerancia 7 e mín. máx. mm		d 3 diámetro interno tolerancia 7 h mín. máx. mm		n° entradas	Ángulo de hélice	(1) Eficiencia η $f=0,1$ $f=0,2$		(2) H 1 mm	I Momento de inercia mm ⁴
Tr 8 x 1,5	7,850	8,000	7,013	7,183	5,921	6,200	1	3°46'	0,39	0,24	0,75	60
Tr 10 x 2	9,820	10,000	8,739	8,929	7,191	7,500	1	4°02'	0,41	0,26	1,0	131
Tr 10 x 3	9,764	10,000	8,203	8,415	6,150	6,500	1	6°25'	0,52	0,35	1,5	70
Tr 10 x 4 (P2)	9,820	10,000	8,739	8,929	7,191	7,500	2	8°03'	0,58	0,40	1,0	131
Tr 12 x 3	11,764	12,000	10,191	10,415	8,135	8,500	1	5°12'	0,47	0,31	1,5	215
Tr 12 x 6 (P3)	11,764	12,000	10,191	10,415	8,135	8,500	2	10°19'	0,63	0,46	1,5	215
Tr 14 x 3	13,764	14,000	12,191	12,415	10,135	10,500	1	4°22'	0,43	0,27	1,5	518
Tr 14 x 4	13,700	14,000	11,640	11,905	9,074	9,500	1	6°03'	0,51	0,34	2,0	333
Tr 14 x 6 (P3)	13,764	14,000	12,191	12,415	10,135	10,500	2	8°41'	0,59	0,42	1,5	518
Tr 16 x 4	15,700	16,000	13,640	13,905	11,074	11,500	1	5°12'	0,47	0,31	2,0	738
Tr 16 x 8 (P4)	15,700	16,000	13,640	13,905	11,074	11,500	2	10°19'	0,63	0,46	2,0	738
Tr 18 x 4	17,700	18,000	15,640	15,905	13,074	13,500	1	4°33'	0,44	0,28	2,0	1434

2º Suposició→

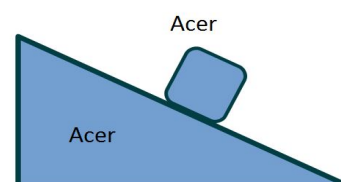
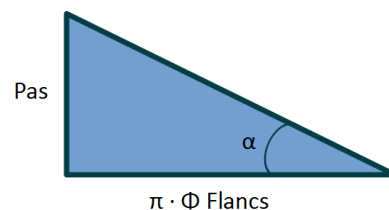
Cargol Tr 16x 4

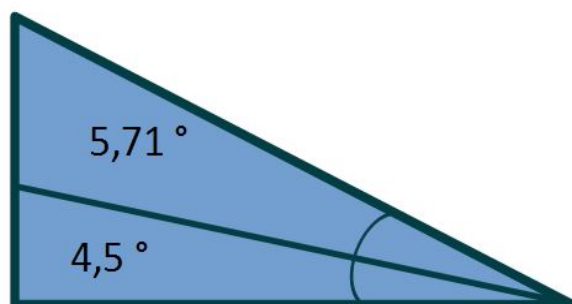
$$\theta = \arctan\left(\frac{\text{Pas}}{\pi \cdot \varnothing \text{ Flancs}}\right) = \arctan\left(\frac{4}{\pi \cdot 16}\right)$$

$$\theta = \theta_{\text{rosca}} = 4,5^\circ$$

$\mu_{\text{acer-acer}} = 0,1$ coeficient de fricció

$$\arctan(0,1) = 5,71^\circ$$





$$M_{rosca} = P \text{ (Kgf)} \cdot \frac{\varnothing \text{ (mm)}}{2} \cdot \text{tg}(\theta_{rosca} + \theta_{fregament})$$

$$M_{rosca} = 700 \cdot \frac{16}{2} \cdot \text{tg}(4,5^\circ + 5,71^\circ) = 1007,6 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

$$\varnothing = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot FS}{\pi} \cdot \frac{M_{rosca} \text{ (Kgf} \cdot \text{mm)}}{\theta_{limit} \text{ (Kgf/mm}^2\text{)}}}$$

$$\varnothing = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4}{\pi} \cdot \frac{1007,6}{34}} = 10,65 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{interior \text{ cargol TR } 16 \times 4} = 11,2 \text{ mm}$$

$$10,65 \ll 11,2$$

Per tant com podem veure el cargol TR 16x4 compleix el diàmetre requerit amb el diàmetre interior d'aquest cargol de forma més ajustada. S'escull aquest cargol per dimensionar el gat mecànic.

Comanda= Cargol Conti Tr 16x4

3.3.2. Xaveta

La xaveta és l'element que ens permet girar el cargol. Triem una xaveta DIN 6885A del fabricant OPAC.

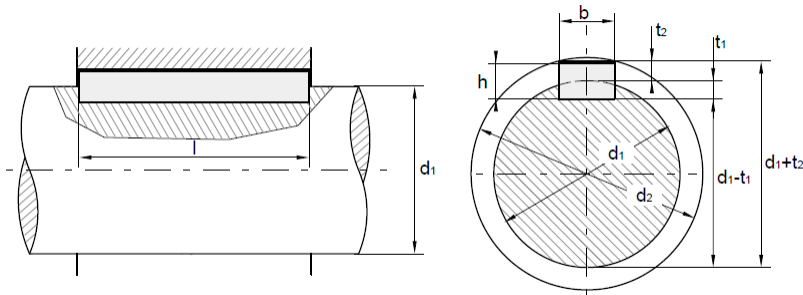
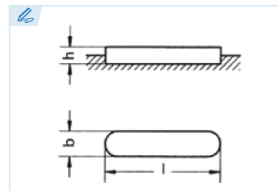

CHAVETAS
KEYS • CLAVETTES • CHAVETAS

Xaveta:

$d_1 > 12$

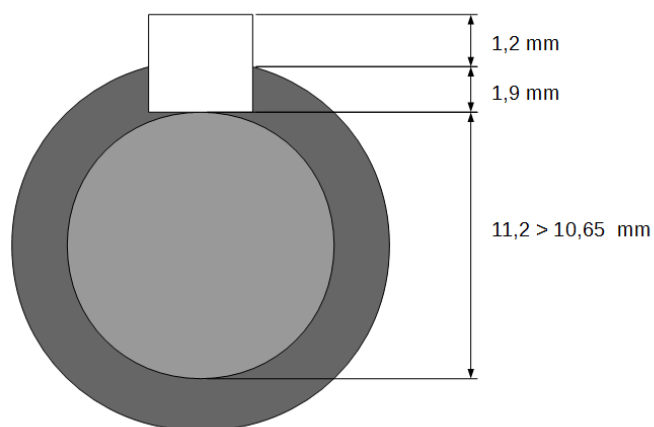
$b \times h = 5 \times 3$

$h = 1,2 + 1,9 = 3$

DIN 6885 A


b		5	
h		3	5
d1	>	12	12
	≤	17	17
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	5 5
		asiento ligero N9	5 5
	t1	con juego en el lomo o aprieto	1,9 3
		dif. adm.	+0,1 +0,1
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9	5 5
		asiento ligero JS9	5 5
	t2	con juego en el lomo	1,2 2,3
		dif. adm.	+0,1 +0,1
		con aprieto	0,8 1,7
		dif. adm.	+0,1 +0,1

$$\varnothing = 15 - (1,9 \cdot 2) = 11,2 \text{ mm}$$

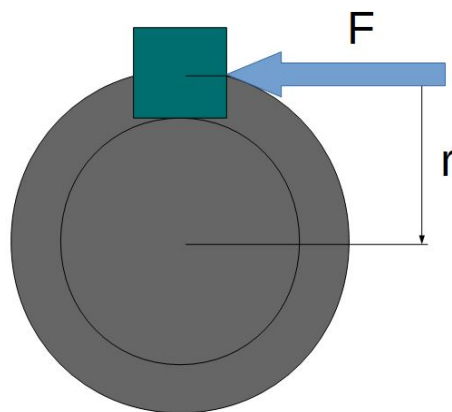


$$Par = F \cdot r$$

$$F \cdot r = 10 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{Par}{r} = \frac{10 \text{ Nm}}{7,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1333 \text{ N}$$

$$1333 \text{ N} = 133 \text{ Kg}$$



$$Z = \frac{F(\text{Kgf})}{b \cdot L_{util}(\text{mm})} \leq \frac{\theta \text{ limit}(\text{Kgf/mm}^2)}{2}$$

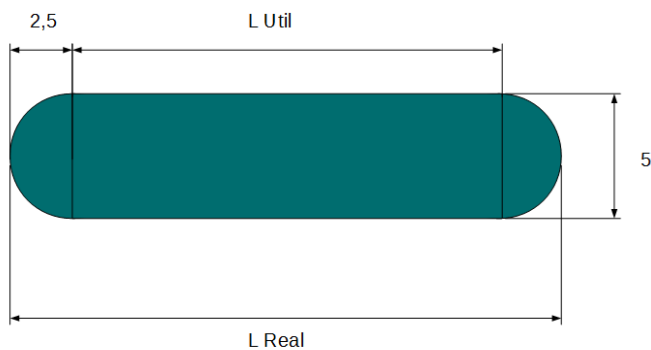
$$Z = \frac{133}{5 \cdot L_{util}} \leq \frac{30,5}{2} \quad L_{util} = \frac{2 \cdot 133}{5 \cdot 30,5} = 1,74 \text{ mm}$$

$$L_{real} = 5 + 1,74 = 6,74$$

Segons catàleg, Lreal estàndard immediatament superior més propera:

$$L_{real} = 12 \text{ mm}$$

5	
3	5
12	10
14	12



Comanda: Xaveta DIN 6885A REF 51A-5-3-12

3.3.3. Plat acoblament

La funció del plat acoblament és protegir el motor i el mecanisme de possibles vibracions o forces per tal que abans que es trenquin aquests, el plat acoblament pateix tots els esforços. A més a més ens uneix l'eix del motor amb l'eix del cargol, aconseguint així el moviment rotacional al mecanisme.

Par mecanisme=10 Nm

ω (velocitat angular mecanisme)= 37 rpm amb càrrega

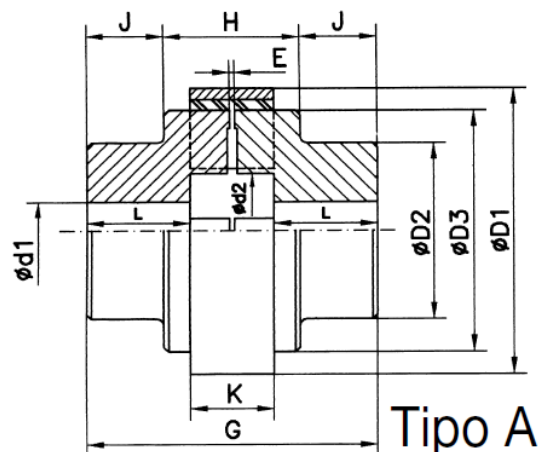
3000 rpm sense càrrega

Les dades a tenir en compte per a escollir el plat que s'ajusti millor a les necessitats son el par i la velocitat angular a més a més de les mides físiques dels eixos.

ACOPLAMIENTO STANDARD
TIPO A y C



PAG. 3



CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES (cotas en m.m.)

TIPOS	* PAR NOMINAL daNm	* PAR MAX. daNm	VELOC. MAX. R.P.M.	DIAMET. MAXIMO d1	PRE DIAMET.	D1	G	L	d2	D2	D3	K	J	H	E	RIGIDEZ TORSIONAL 10^3 Nm.rad^{-1}	AMORTI- GUAMIENTO RELATIVO ψ	MOMENTO INERCIA J [Kg-m ²]	PESO Kg.
A00	0,65	2	9.000	16	4	43	50	19	21	35	35	12	-	-	1,5	0,21	0,65	-	0,3

Observant les taules, les característiques del model A00 s'ajusten a les necessitats del mecanisme:

Par nominal=6,5 Nm $6,5 \text{ Nm} < 10 \text{ Nm}$

Par Max=20 Nm $10 \text{ Nm} < 20 \text{ Nm}$

Wmax= 9000 rpm $3000 \text{ rpm} < 9000 \text{ rpm}$

Lmax = 19mm $\text{Longitud xaveta (10 mm)} < 19 \text{ mm}$

d1 max=16mm $15 \text{ mm} < 16 \text{ mm}$

El mecanisme compleix tots aquests paràmetres per tant aquest plat acoblament serà l'escollit.

CALIDAD	REF.	DUREZA	COLOR	TEMP. TRABAJO
STANDARD	STD	80 Shore A	CLARO	-40 / 80° C
		90 Shore A	AZUL	
		95 Shore A	AMARILLO	
ALTA TEMP.	HT	95 Shore A	NARANJA	-40 / 140° C
ALTA PRESTACION	HD	97 Shore A	OCRE	-40 / 80° C
	HDT	97 Shore A	ROJO	-40 / 140° C
	HR	65 Shore D	VERDE	-40 / 140° C

Comanda: Plat acoblament A00 tipus A guarnició elàstica Standard STD 80 shore A color clar.

3.3.4. Motor reductor

El motor és l'element que proporciona el gir del cargol, per tant és una part indispensable de la motorització del gat mecànic.

Les característiques fonamentals que són necessaris per trobar el motor adequat son les següents:

Motor amb alimentació a 12 V

Motor amb par mínim de 10 Nm

Amb aquestes característiques s'han trobat tres possibles moto reductors que compleixen aquests requisits:

Opció 1 → Dc Gear Motor

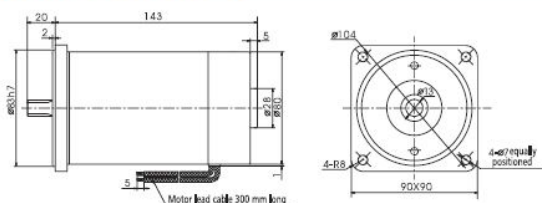


Motor Performance Parameters

Model	Voltage	Power	No-load Parameters		Load Parameters			Brush Life	Motor Weight
	v	w	Speed r/min	Current A	Speed r/min	Torque mN.m	Current A		
Z5D60-12□	12	60	3000	2.0	2600	220	9.0	2000	2.2
Z5D60-24□	24	60	3100	1.0	2800	205	3.5	2000	2.2
Z5D60-90□	90	60	3100	0.3	2900	198	1.0	2000	2.2

* Note: It's only typical technical data, special requirement can be customized.

Motor Dimension

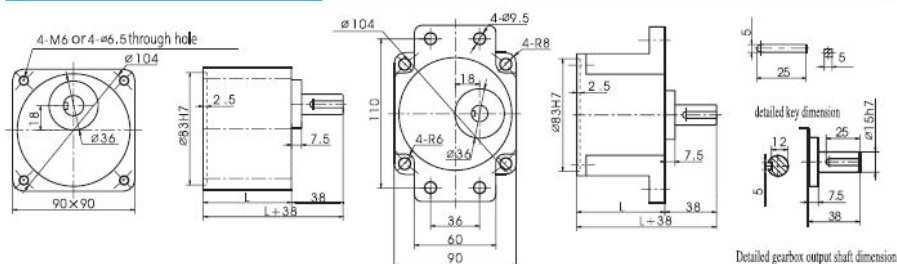


Gearbox Torque and Speed

Model of Gearbox: 2GNcK

Model	Reduction Ratio		3	3.6	5	6	7.5	9	12.5	15	18	25	30	36	50	60	75	90	100	120	150	180	200
Z5D60-24	Output Shaft Speed	r/min	933	777	560	466	373	311	224	186	155	112	93	77	56	46	37	31	28	23	18	15	14
	Allowable Torque	N.m	0.49	0.59	0.82	0.99	1.24	1.49	1.86	2.24	2.68	3.37	4.05	4.86	6.75	8.10	10.1	10.8	12.0	14.4	18.1	20.0	20.0
		kgf.cm	5.07	6.08	8.45	10.1	12.6	15.2	19.0	22.8	27.4	34.3	41.3	49.6	68.9	82.6	103	110	123	147	184	200	200

Gearbox Dimension



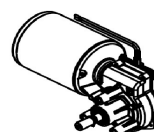
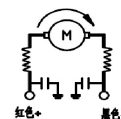
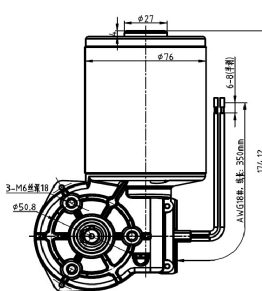
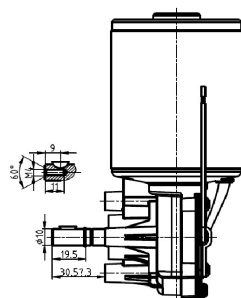
	Reduction Ratio	L(mm)	Q(kg)
Gearbox	5GU3K-GU9K	65	1.21
	5GU10K-GU18K		1.30
	5GU20K-GU75K		1.40
	5GU90K-GU200K		1.45

Opció 2 → Dc Worm Gear Permanent Magnet Motor

**D76R**

电机选型参数: Motor characteristic

产品型号 Products Type	额定电压 Voltage	额定功率 Power	空载No Load		负载Load			减速比 Gear ratio	钢壳长度 Motor length
			转速 Speed	电流 Current	转速 Speed	电流 Current	力矩 Torque		
	VDC	W	RPM	A	RPM	A	N. M		mm
D76R-2445-180	24	45	180 ± 5	≤ 1.2	150 ± 5	≤ 4.5	≥ 4.5	1:20	77
D76R-2445-210	24	45	210 ± 5	≤ 1.5	180 ± 5	≤ 6.5	≥ 6.0	1:20	77
D76R-2465-180	24	65	180 ± 5	≤ 1.2	150 ± 5	≤ 4.5	≥ 4.5	1:20	85
D76R-22065-180	220	65	180 ± 5	≤ 0.2	150 ± 5	≤ 0.5	≥ 4.5	1:20	85
D76R-2465-180	24	65	180 ± 5	≤ 1.2	150 ± 5	≤ 4.5	≥ 4.5	1:20	85
D76R-2465-210	24	65	210 ± 5	≤ 1.5	180 ± 5	≤ 6.5	≥ 6.0	1:20	85
D76R-2495-150	24	95	150 ± 5	≤ 1.0	130 ± 5	≤ 3.5	≥ 3.3	1:20	97
D76R-2495-180	24	95	180 ± 5	≤ 1.2	150 ± 5	≤ 4.5	≥ 4.5	1:20	97
D76R-24120-50	24	120	50 ± 5	≤ 1.2	40 ± 5	≤ 4.5	≥ 8	1:60	85
D76R-220-210	220	120	50 ± 5	≤ 0.2	40 ± 5	≤ 0.5	≥ 8	1:60	85
D76R-24150-60	24	150	60 ± 5	≤ 1.5	48 ± 5	≤ 6	≥ 12	1:60	97
D76R-12120-50	12	120	50 ± 5	≤ 1.5	38 ± 5	≤ 8	≥ 8.0	1:75	97
D76R-220200-60	220	200	60 ± 5	≤ 0.2	48 ± 5	≤ 0.8	≥ 15	1:60	97
D76R-220260-70	220	260	70 ± 7	≤ 0.3	58 ± 5	≤ 1.0	≥ 20	1:60	108
备注: Remarks	以上为我公司生产的常规电机型号参数, 另可根据客户提供的电压、功率、转速、力矩、电机安装尺寸、轴伸尺寸等参数进行设计制作。Above are our model parameter for the wire feed for your reference, and we can design and make following to your voltage, power, speed, torque, install dimension and shaft outspeed dimension etc.								



Opció 3 → Dc Worm Gear Motor



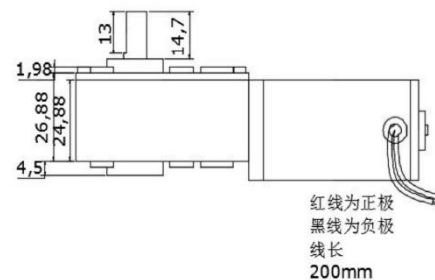
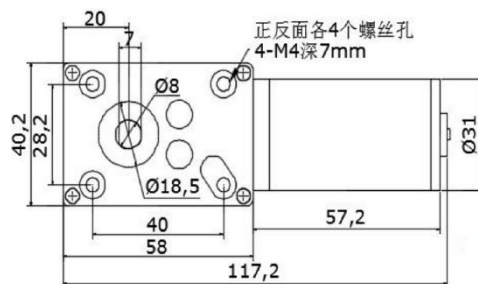
WGM-ZY31

Main voltage: 12VDC/24VDC.

Typical applications: Garbage disposers, Water IC card, Toys and gifts, Kind of finger-
electronic locks, Optical equipment, Card
conveyors, Robots, Towel dispensers, Office
equipment, Household appliances, Automatic actuator.

Gear Motor data:

电压 voltage		空载 No Load		负载转矩 Load Torque				堵转 Stall		减速器 Reducer		重量
范围	额定	转速	电流	转速	电流	扭矩	功率	扭矩	电流	减速比	尺寸	Weight
Workable Range	Rated Volt. v	Speed rpm	Current mA	Speed rpm	Current A	Torque kg. cm	Output W	Torque kg. cm	Current A	Ratio 1:00	Size mm	单位 g
1280	12V	470	240	330	1.2	2	14.4	11	3.5	17	58	320
		260	240	180	1.2	3.6	14.4	21	3.5	30	58	320
		160	240	110	1.2	6	14.4	35	3.5	50	58	325
		80	240	56	1.2	12	14.4	70	3.5	100	58	325
		27	240	19	1.1	34	14.4	80	3.5	290	58	330
		16	240	11	1.1	60	14.4	100	3.5	500	58	330
2480	24V	470	120	330	0.9	3.4	21	18	3.1	17	58	320
		260	120	180	0.9	6.2	21	34	3.1	30	58	320
		160	120	110	0.9	10	21	55	3.1	50	58	325
		80	120	56	0.9	20	21	70	3.1	100	58	325
		27	120	19	0.9	58	21	80	3.1	290	58	330
		16	120	11	0.9	70	21	110	3.1	500	58	330



En la taula següent es comparen per a veure quin s'ajusta millor a les necessitats:

Criteris	Pes	Dc Gear Motor	Dc Worm Gear Permanent Magnet Motor	Dc Worm Gear Motor
Tècnics		Puntuació	Puntuació	Puntuació
Velocitat (rpm)	10,00 %	10	3	0
Par	10,00 %	10	9	5
Pes	5,00 %	4	7	10
Dimensió	5,00 %	5	7	10
Consum	5,00 %	8	9	10
Potència	5,00 %	10	6	4
Total Ponderació	40,00 %	3,3	3,1	2,4
Funcionals				
Fiabilitat	20,00 %	10	6	2
Facilitat emmagatzematge	10,00 %	7	8	10
Facilitat construcció	10,00 %	8	10	9
Total Ponderació	40,00 %	3,5	3	2,3
Econòmic				
Cost motoreductor	20,00 %	6	8	10
Total Ponderació	20,00 %	1,2	1,6	2
Puntuació Ponderada	100,00 %	8	7,7	6,7

Amb la taula anterior a partir de ponderacions, tot i que els altres motors també son aptes, escollim el moto reductor Dc Gear Motor ja que s'ajusta millor a les necessitats del mecanisme. Si es fa un breu anàlisis sobre els resultats anteriors la major diferencia es troba en les revolucions per minut, per tant el temps que trigaria el motor en pujar i baixar el vehicle.

Característiques moto reductor Dc Gear Motor:

Potència= 60 Watts

Font alimentació= 12 Volts

Par màxim= 20Nm

Par mínim= 0,5 Nm

Sense càrrega → Intensitat= 2A Velocitat angular= 3000rpm

Càrrega → Intensitat= 3,23A Velocitat angular= 37rpm

Reductor: Relació de transmissió(i)=75 amb Par=10Nm i Velocitat de gir=37 rpm

$$Potència = Par (Nm) \cdot \omega (rad/s)$$

$$Potència = 10 Nm \cdot 37 rpm \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 38,8 \text{ Watts}$$

$$Potència_{real} = 38,8 W \cdot 1,25 = 48,5 W < 60 W$$

$$Potència = Voltatge \cdot Intensitat \quad \frac{38,8 W}{12 V} = 3,23 A$$

3.3.5. Coixinet

El coixinet ens permet fer rotar l'eix mentre que el suport del moto reductor es manté fixe.

El fabricant escollit és SKF, on abans de triar el coixinet cal fer uns càlculs previs amb certs coeficients donats per SKF pel correcte dimensionament del coixinet.

Nomenclatura:

L10= Vida nominal bàsica (milions de revolucions)

L10h= Vida nominal SKF (hores funcionament)

n= Velocitat gir (rpm)

Po= Càrrega estàtica equivalent (KN)

Xo= Factor càrrega radial

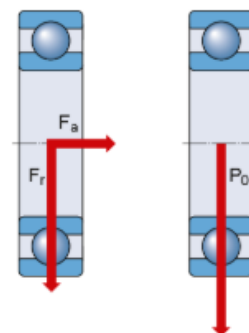
Fr= Càrrega radial (KN)

Yo= Factor càrrega axial

Fa= Càrrega axial (KN)

C= Capacitat de càrrega dinàmica bàsica (KN)

X^p= Exponent vida útil=3 (rodament boles)



Primer de tot cal fixar un valor en funció de les necessitats que tindrà el coixinet:

$L_{10}^6 \rightarrow 3700 \text{ h}$ (Maquines per curts períodes de temps intermitents.)

$$L_{10} = \frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n (\text{rpm})}{10^6} \quad L_{10} = \frac{3700 \cdot 60 \cdot 3000}{10^6} = 666 \text{ milions de revolucions}$$

Suposarem una càrrega de 10 Kg=100 N= 0,10 KN aproximadament tenint en compte el propi pes del suport, el moto reductor i altres:

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad P_o = 0,4 \cdot 0,10 \text{ KN} + 0 = 0,04 \text{ KN}$$

(Xo=0,4 Moviment poc freqüent/carrega per gravetat)

$$L10 = \left(\frac{C}{P_0} \right)^p$$

$$666 = \left(\frac{C}{0,04} \right)^3$$

$$C = 0,34 \text{ KN}$$

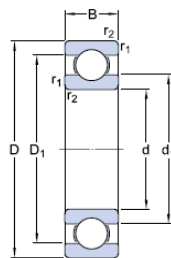


Deep groove ball bearings

► 61802

Popular item

Dimensions



d	15	mm
D	24	mm
B	5	mm
d ₁	≈ 17.8	mm
D ₁	≈ 21.3	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	1.9	kN
Basic static load rating	C ₀	1.1	kN
Fatigue load limit	P _u	0.048	kN
Reference speed		60000	r/min
Limiting speed		38000	r/min
Calculation factor	k _r	0.015	
Calculation factor	f ₀	13.8	

Observant els resultat i les taules dels diferents coixinets que ofereix el fabricant, mitjançant la capacitat de càrrega dinàmica bàsica trobem el coixinet que s'ajusti millor a les especificacions.


El coixinet escollit es el SKF 61802:

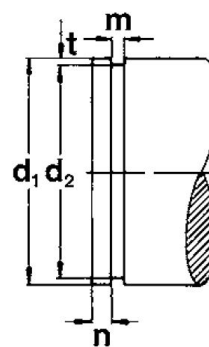
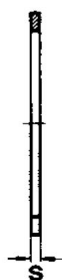
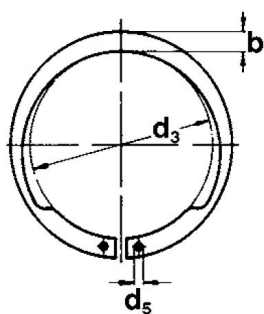
$$C = 1,9 \text{ KN} \geq 0,34 \text{ KN}$$

Comanda= Coixinet SKF 61802

3.3.6. Anell elàstic

L'anell elàstic es un petit component que fa la funció en aquest cas de fixar el coixinet a la posició adequada, ajudant a que el mecanisme sigui estable.

	Seeger-V-Ringe für Wellen Seeger-V-Rings for shafts Segments extérieurs V-Seeger									
Bezeichnung Designation Désignation	AV 12 – AV 100									
	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale d ₁	Ring, Ring, Anneau								
		s	Toleranz Tolerance Tolérance	d ₃	Toleranz Tolerance Tolérance	b	Toleranz Tolerance Tolérance	d ₅ min.	Gew. Weight Masse kg/1000	
AV 12	12	1,00	−0,06	11,00	+0,10 −0,36	2,1	± 0,1	1,3	0,50	
AV 13	13	1,00	−0,06	11,90	+0,10 −0,36	2,1	±0,1	1,3	0,56	
AV 14	14	1,00	−0,06	12,90	+0,10 −0,36	2,1	±0,1	1,3	0,58	
AV 15	15	1,00	−0,06	13,80	+0,10 −0,36	2,2	±0,1	1,3	0,66	
AV 16	16	1,00	−0,06	14,70	+0,10 −0,36	2,3	±0,1	1,3	0,72	



El fabricant escollit és Seeger, on amb la informació de les taules que proporcionen i la informació adjunta, s'escull l'anell elàstic AV15.

Comanda= Circlip Seeger AV15

3.3.7. Font alimentació

Aquest apartat està dedicat a comprovar que el consum que pugui arribar a tenir el motor del gat mecànic motoritzat afecti a la font d'alimentació principal, que en aquest cas seria la bateria del vehicle que volem reparar. L'objectiu és que quan el cotxe estigui estacionat i s'hagi de canviar la roda del vehicle almenys no es quedi sense electricitat el cotxe per a després no poder arrancar.

Per poder veure la viabilitat del gat motoritzat, cal prendre de mostra una bateria de cotxe estàndard per poder tenir les característiques d'aquesta. Suposarem una bateria Bosch d'uns 96€.

Característiques bateria:

Tipus alimentació= 12 V

Intensitat/temps= 80 A/h

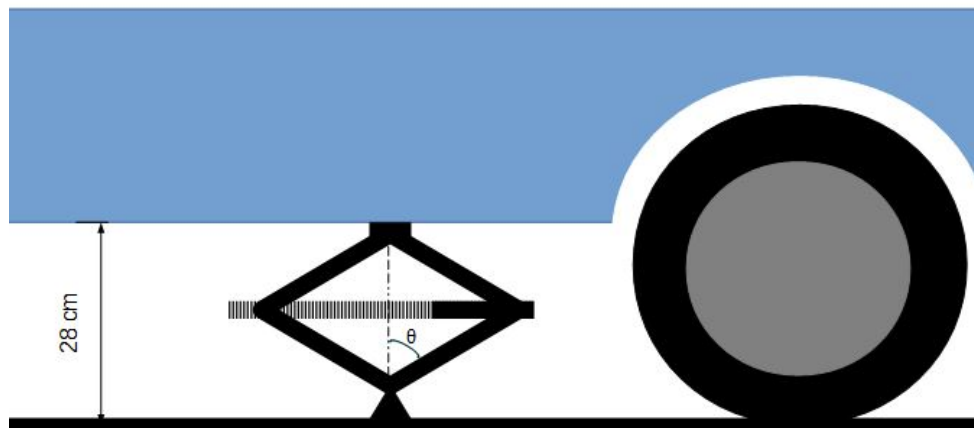
Intensitat màxima engegant el vehicle en fred= 740 A



Tenint en compte que el moto reductor del gat mecànic consumeix una intensitat màxima de 3,23 Ampers, basarem tots els següents càlculs:

$$\frac{80 \text{ A/h}}{3,23 \text{ A}} = 24,76 \text{ h}$$

En aquest cas el gat mecànic mentre puja en la seva posició mínima fins a que fa contacte amb el cotxe, no està sotmès sobre cap càrrega significativa mentre que una vegada fa contacte aleshores ja està sota càrrega.



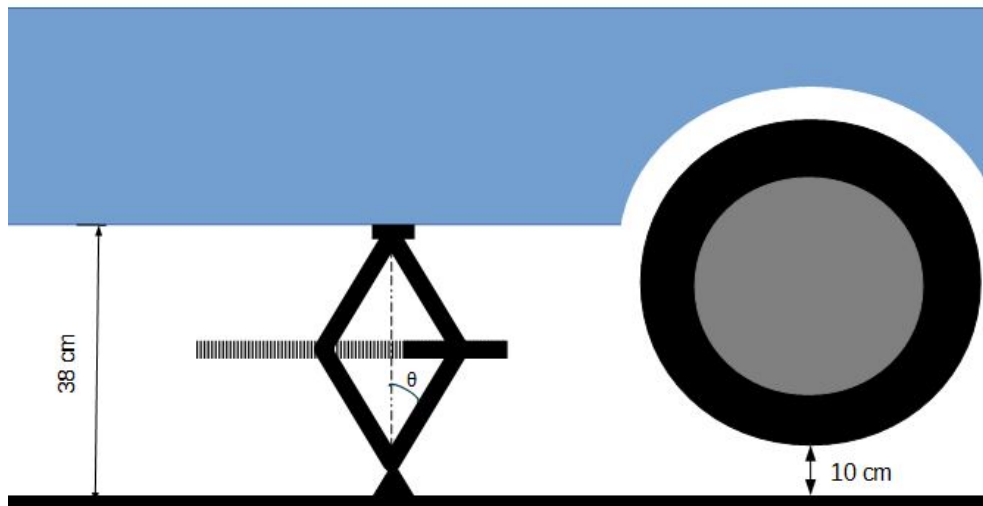
Suposarem que la longitud de cada barra del gat es de 20 cm i on amb l'angle $\theta = 45^\circ$ el gat comença a estar sota càrrega (Aquesta suposició es degut a que no tots els cotxes tenen la mateixa alçada entre el terra i el cotxe):

$$\frac{\sin(90)}{20} = \frac{\sin(45)}{C_2} \quad C_2 = 14,28 \text{ mm} \quad x_2 = \text{Amplada gat mecànic horitzontalment}$$

$$20^2 = 14,28^2 + C_1^2 \quad C_1 = 14 \text{ mm} \quad 14 \cdot 2 = 28 \text{ mm} \quad \text{Alçada gat mecànic verticalment}$$

28 mm alçada màxima sense càrrega

Suposarem que amb una distància de 10 cm entre el cotxe i el terra, és suficient per poder canviar la roda punxada o defectuosa:



$$38/2 = 19 \text{ mm}$$

$$20^2 = 19^2 + C^2 \quad C = 6,25 \text{ mm}$$

$$\frac{\sin(90)}{20} = \frac{\sin(\theta)}{6,25 \text{ cm}} \quad \theta = 18,2^\circ$$

1 volta cargol real = 3 mm distància (dada experimental)

1 Volta = $2 \cdot \pi$ radiants

1º Moviment (Sense càrrega) →

$$\frac{280 \text{ mm}}{3 \text{ mm}} = 93,3 \text{ voltes de cargol} \quad 93,3 \text{ voltes} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{1} = 187 \pi \text{ radiants}$$

2º Moviment (Càrrega) →

$$\frac{100 \text{ mm}}{3 \text{ mm}} = 33,3 \text{ voltes de cargol} \quad 33,3 \text{ voltes} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{1} = 67 \pi \text{ radiants}$$

Segons el moto reductor, la velocitat de gir sense càrrega és de 3000 rpm mentre que amb la càrrega de 700 Kg la velocitat de gir que proporciona el moto reductor és de 37 rpm:

$$37 \text{ rpm} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 3,87 \text{ rad/s} \quad \frac{67 \pi (\text{rad})}{3,87 (\text{rad/s})} = 54,4 \text{ segons}$$

$$3000 \text{ rpm} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} = 314,16 \text{ rad/s} \quad \frac{187 \pi (\text{rad})}{314,16 (\text{rad/s})} = 1,86 \text{ segons}$$

$$\text{Mig cicle (pujar)} = 54,4 \text{ s} + 1,86 \text{ s} = 56,26 \text{ s}$$

$$\text{Cicle (pujar+baixar)} = 56,26 \text{ s} \cdot 2 = 112,52 \text{ s} \quad 112,52 \text{ s} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 1,88 \text{ min}$$

Temps a realitzar un cicle (pujar i baixar el vehicle) = 1 minut 53 segons

$$n^{\circ} \text{ cicles possibles} = \frac{24,76 \text{ h}}{1,88 \text{ min} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}} = 790 \text{ cicles}$$

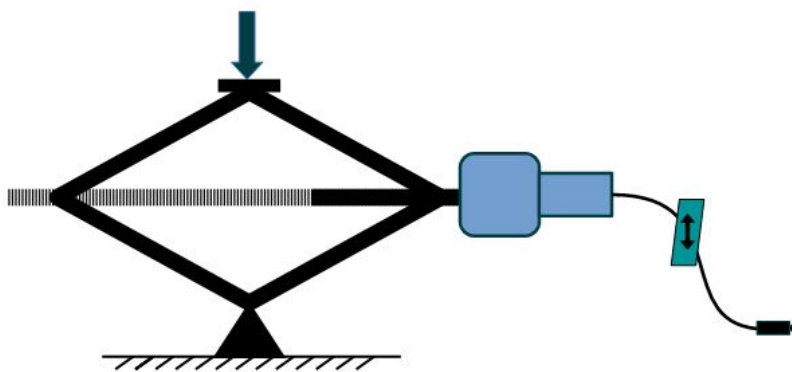
Per tant suposant que la bateria no té cap altre demanda d'energia podem realitzar 790 cicles amb el gat motoritzat. Després dels 790 cicles descarregaríem la bateria. Per tant:

$$\% \text{ Bateria esgotada} = \frac{1 \text{ cicle} \cdot 100 \%}{790 \text{ cicles}} = 0,12 \% \quad \text{Per tant suposem que es completament}$$

viàble l'ús del gat motoritzat utilitzant la bateria d'un vehicle estàndard.

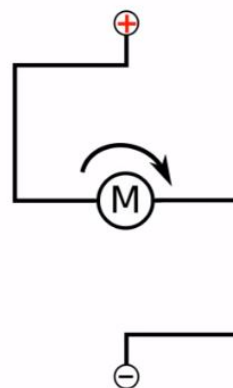
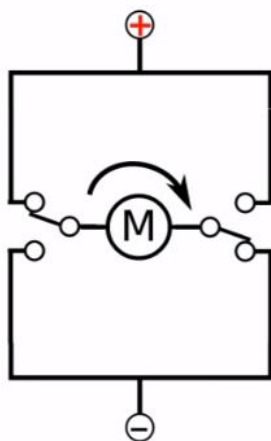
3.3.8. Interruptor

L'interruptor juga un paper relativament important ja que és l'element que ens permet canviar el gir del motor aconseguint que pugi el vehicle, per tot seguit fer-lo baixar, deixant-lo en la posició inicial. La configuració del sistema seria la següent:

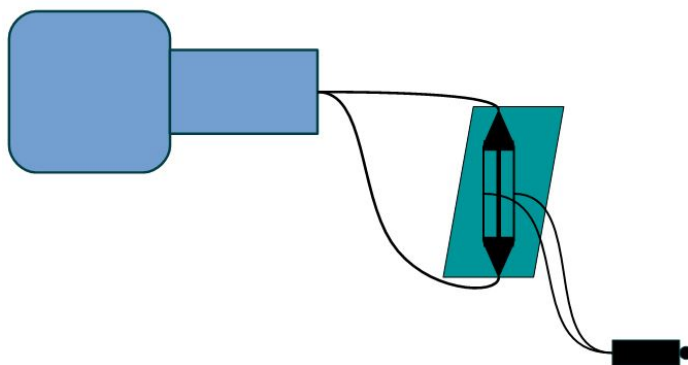
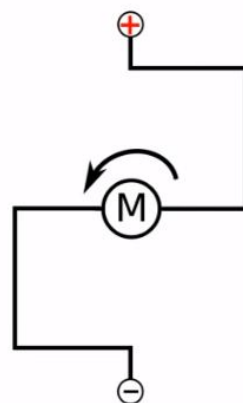
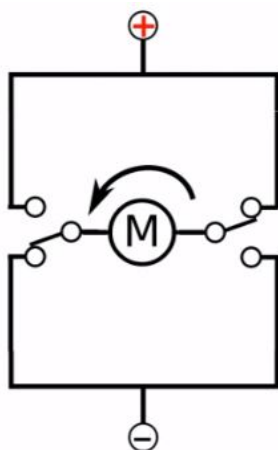


L'interruptor en qüestió està connectat en H. Per tal que al prémer l'interruptor superior la corrent es dirigeixi en un sentit determinat aixecant així el vehicle i viceversa per l'interruptor restant.

En aquest cas el sentit del motor és cap a la dreta.



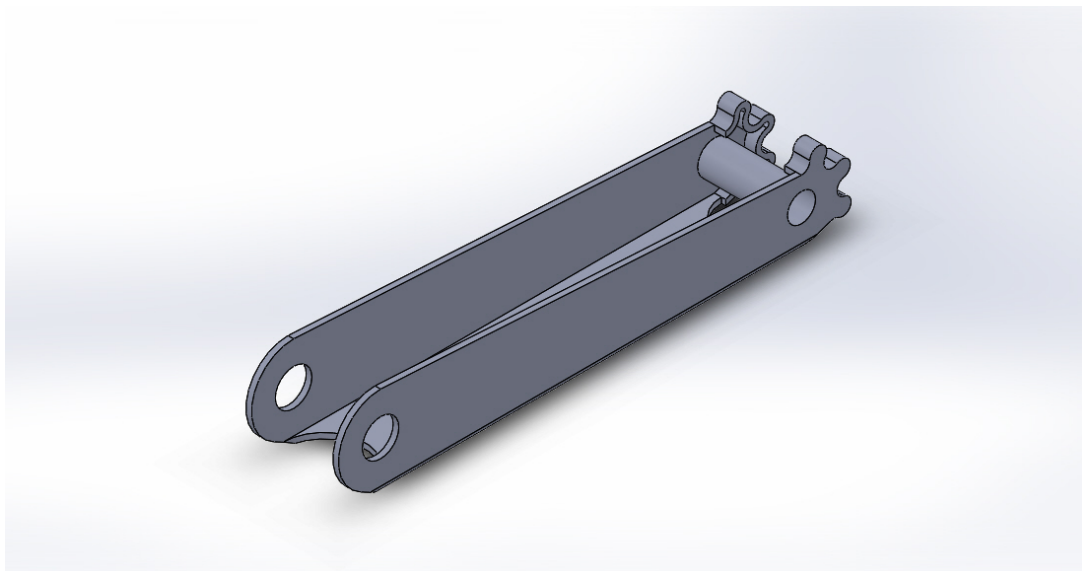
En aquest cas el sentit del motor és cap a l'esquerre.



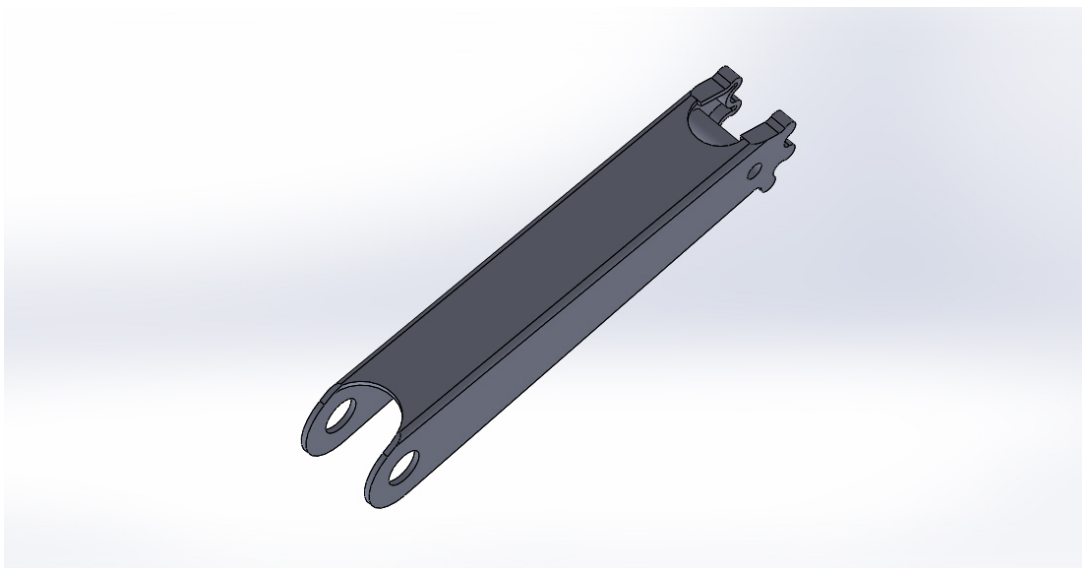
3.4. Disseny tridimensional

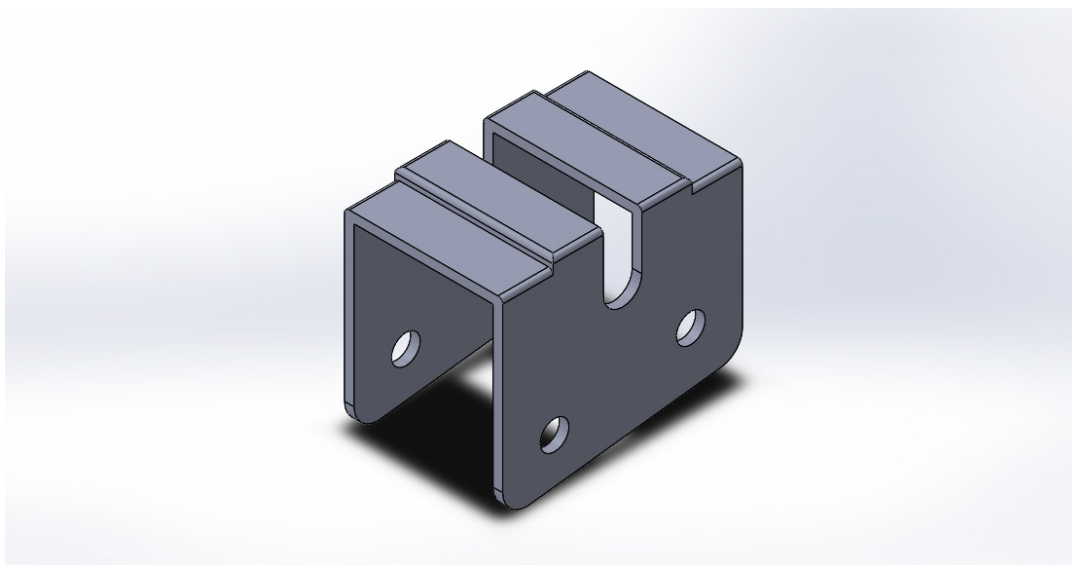
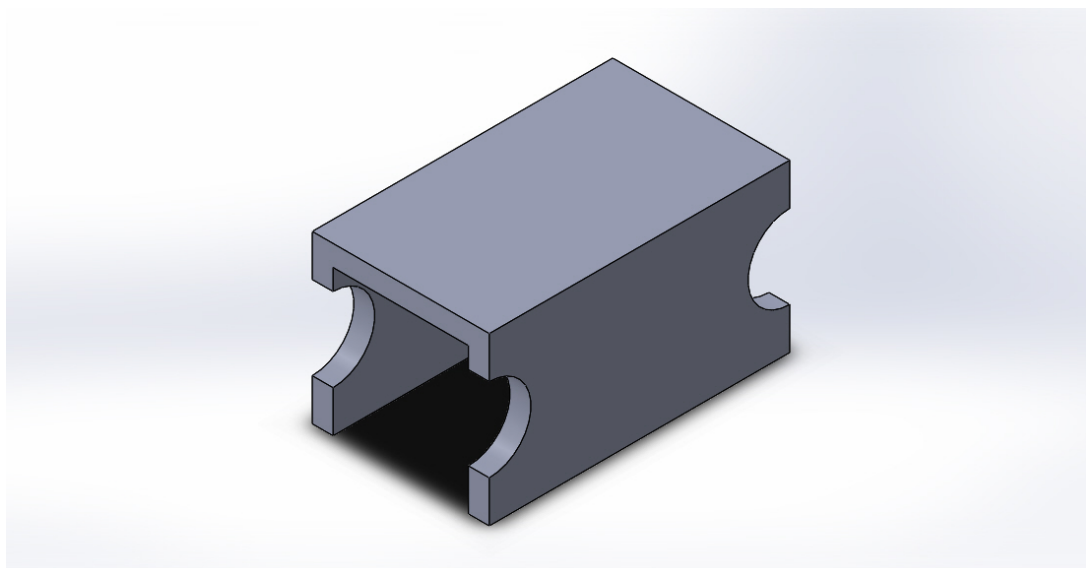
3.4.1. Components gat mecànic motoritzat

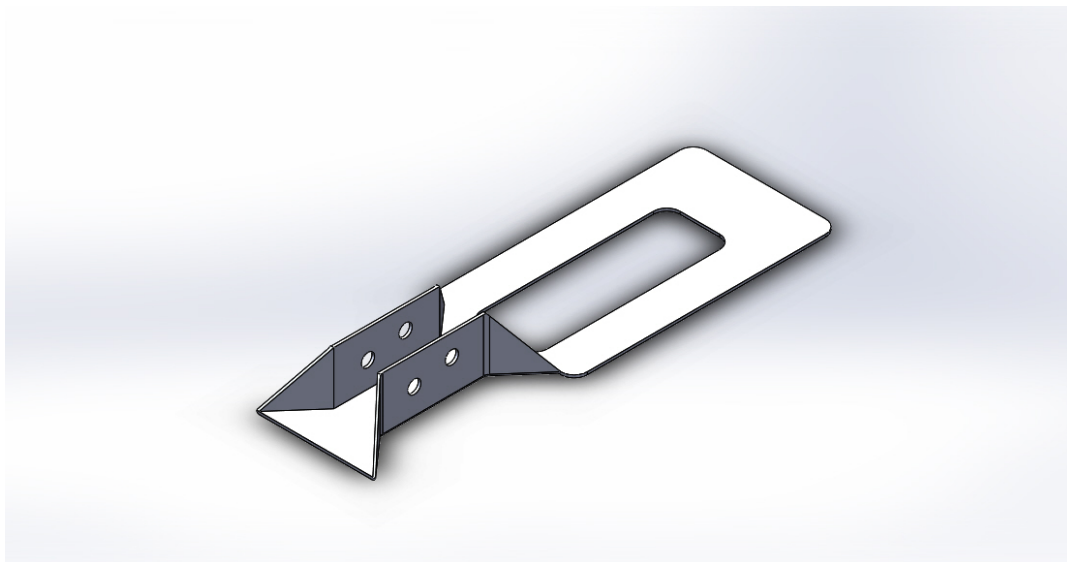
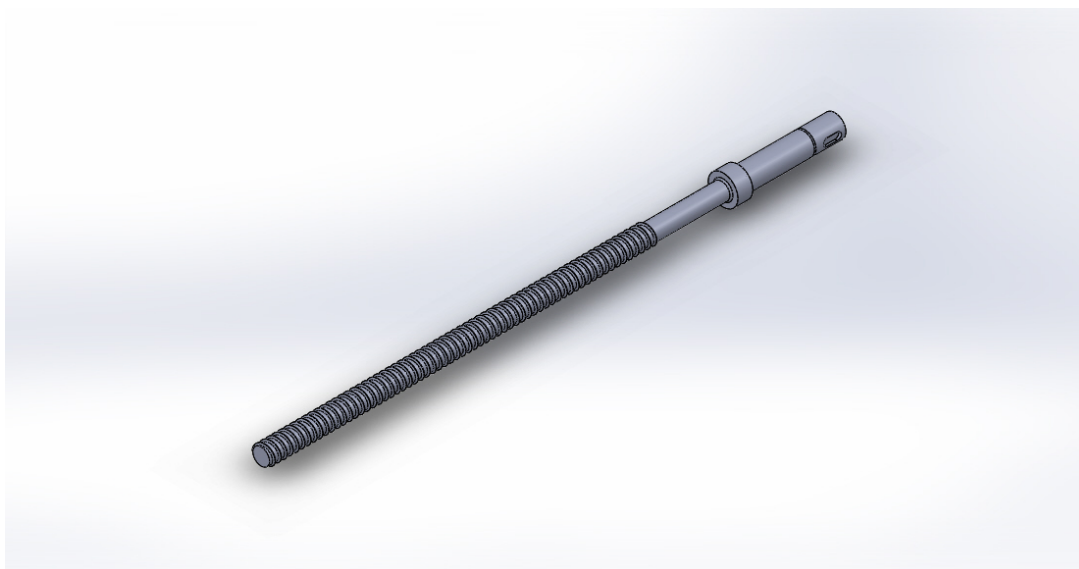
Barra Gat Inferior:



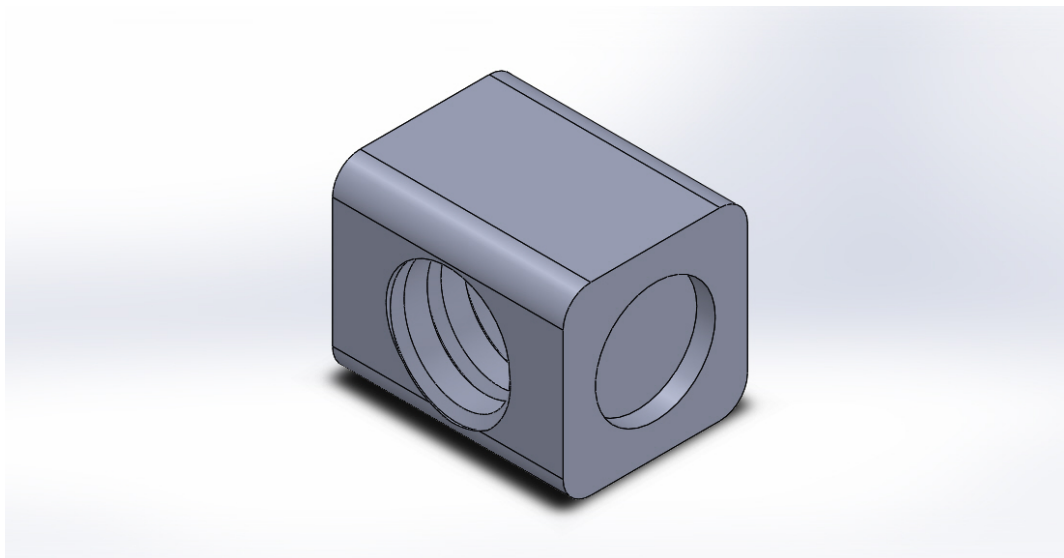
Barra Gat Superior:



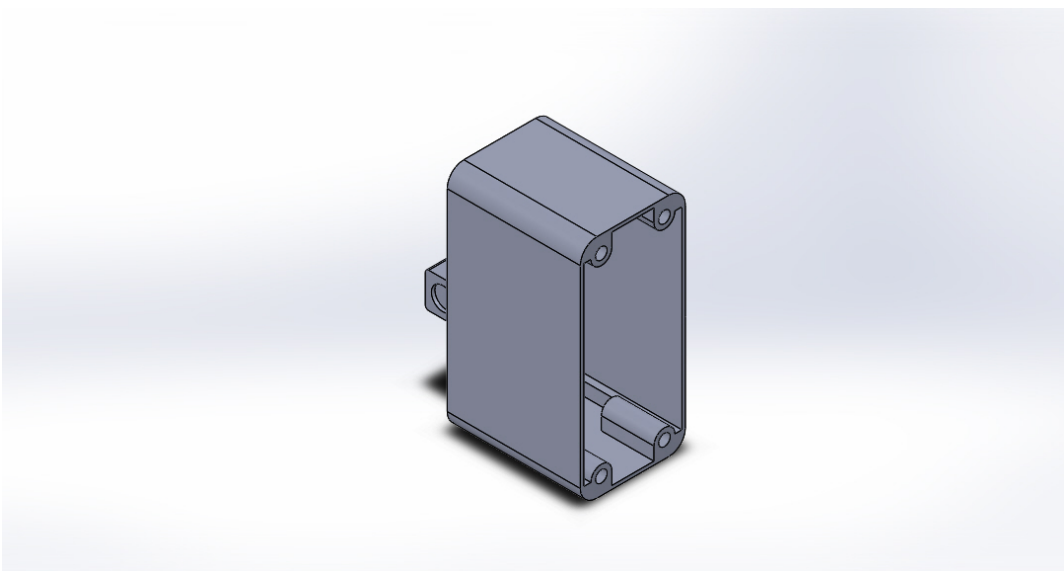
Base Superior:**Separador:**

Base:**Cargol TR 16x4:**

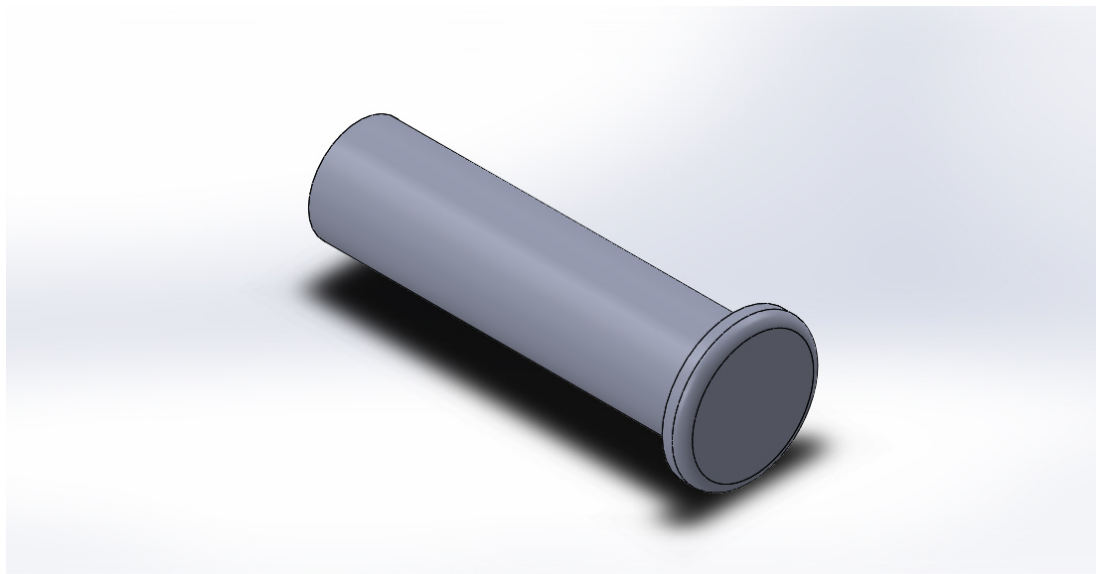
Tap Roscat:



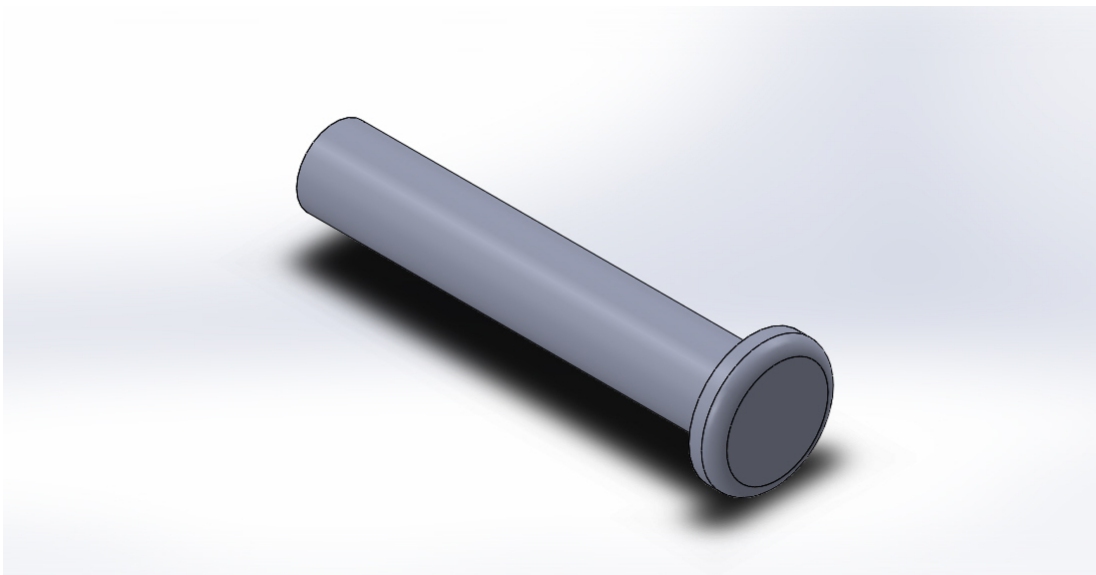
Suport:



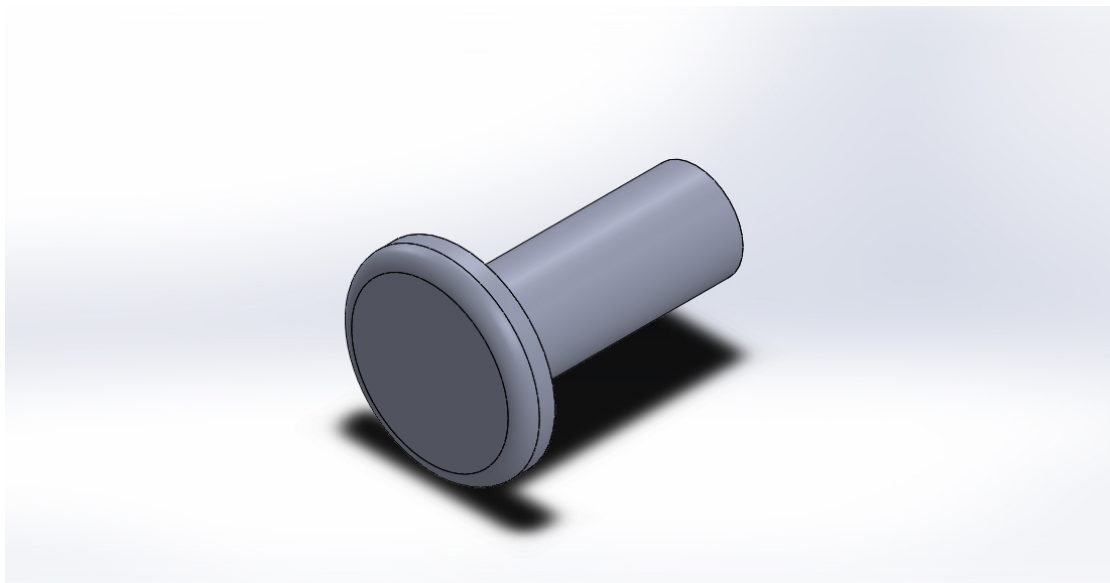
Passador Inferior:



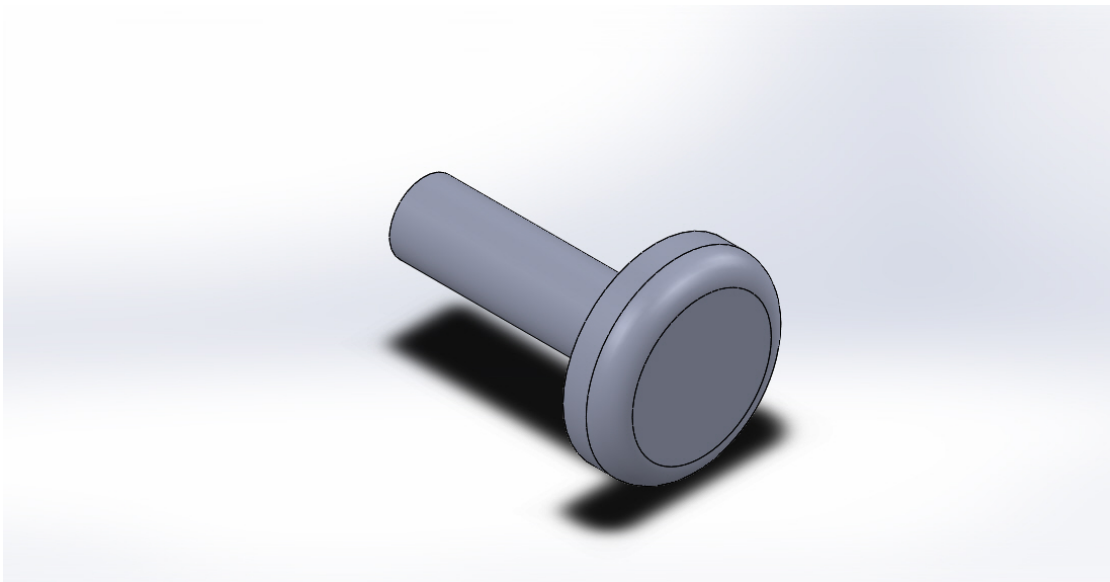
Passador Superior:



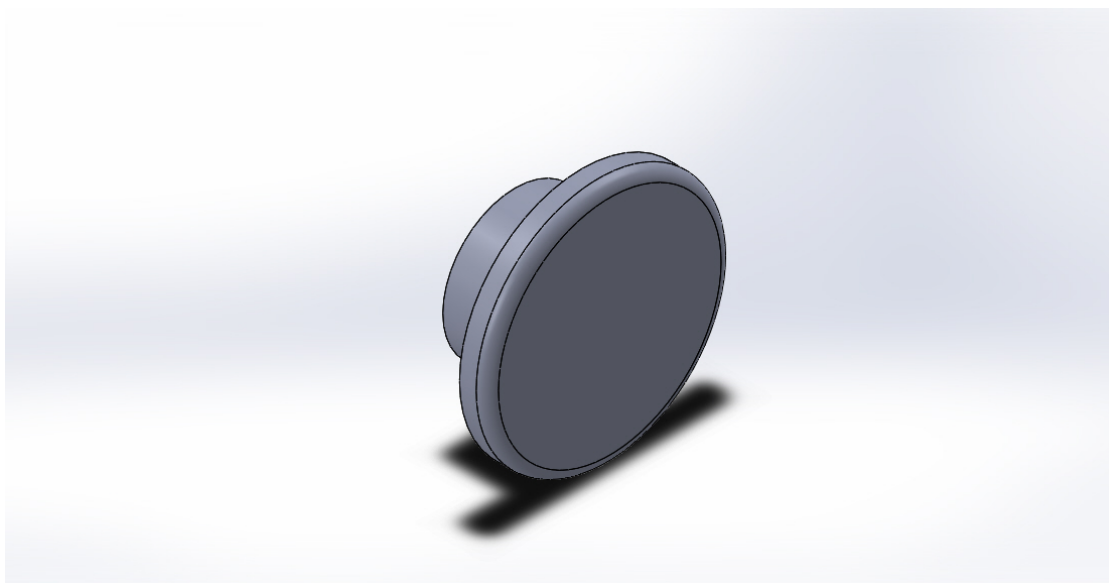
Xapa Passador Inferior:



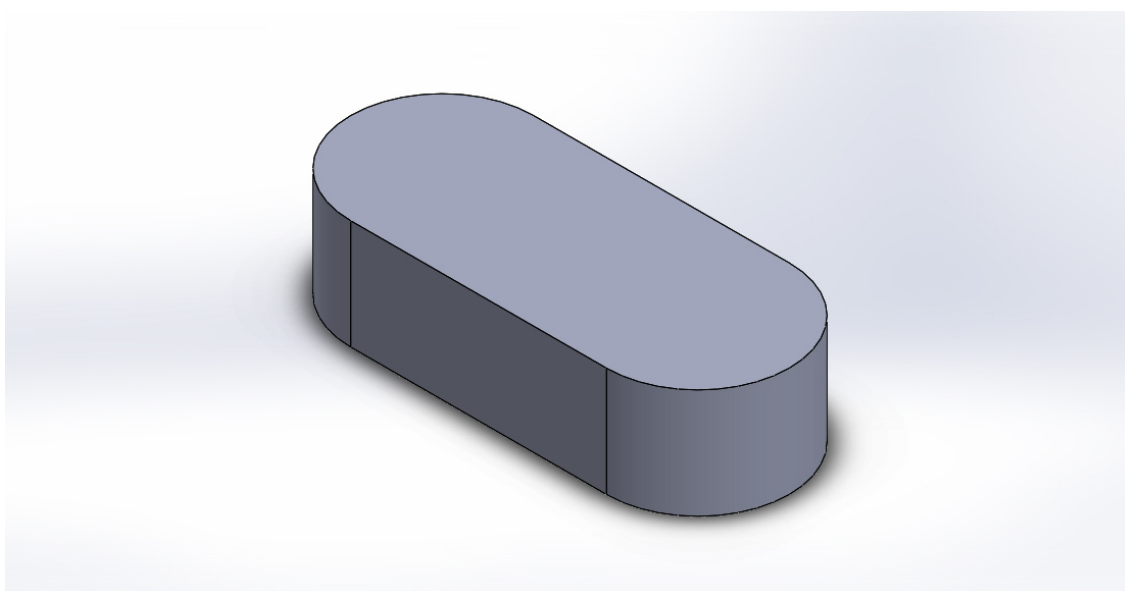
Xapa Passador Superior:



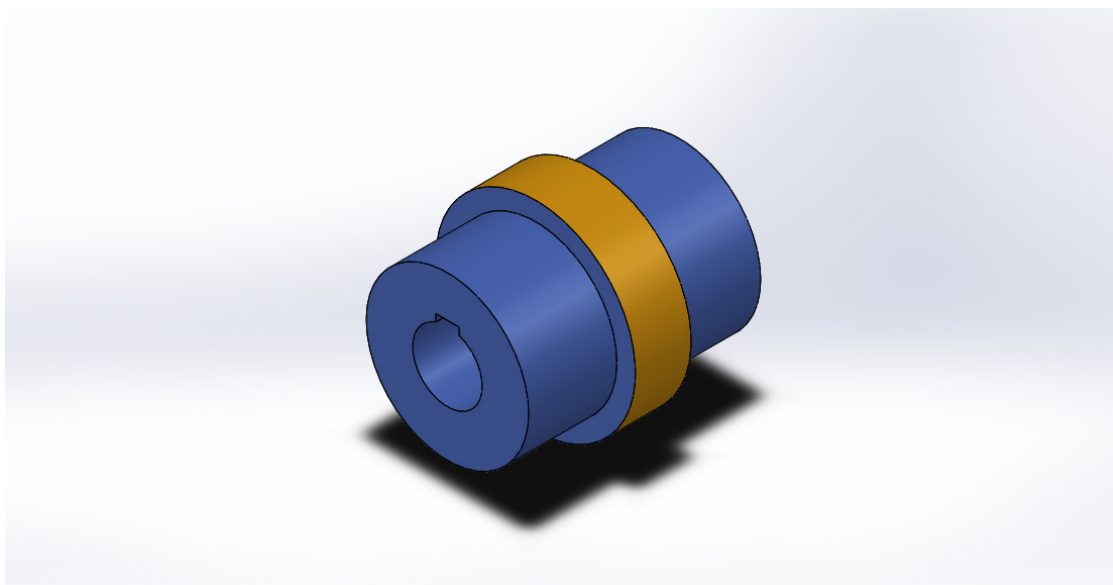
Xapa Articulació:



Xaveta:



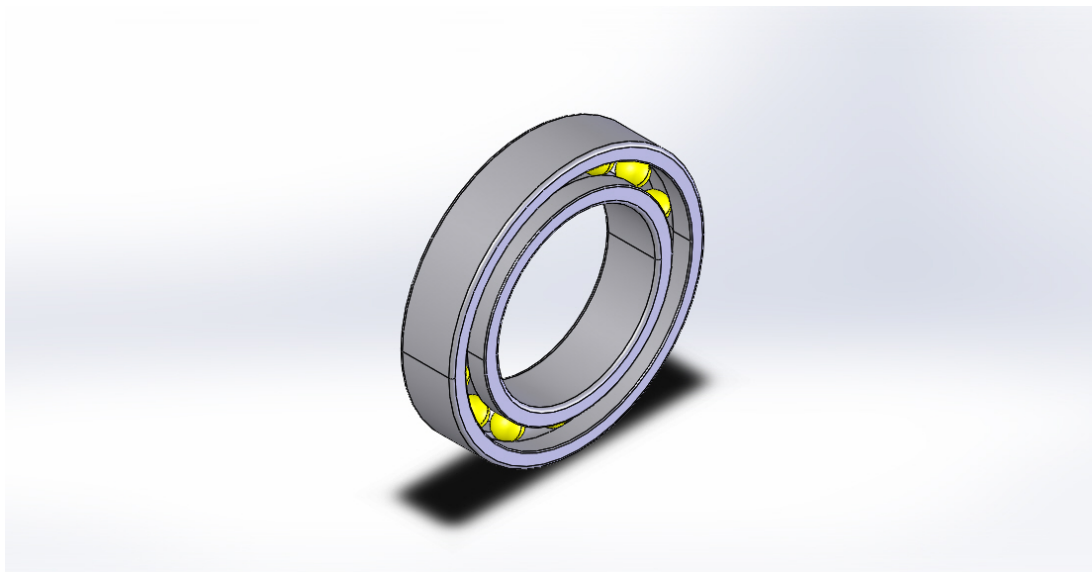
Plat Acoblament:



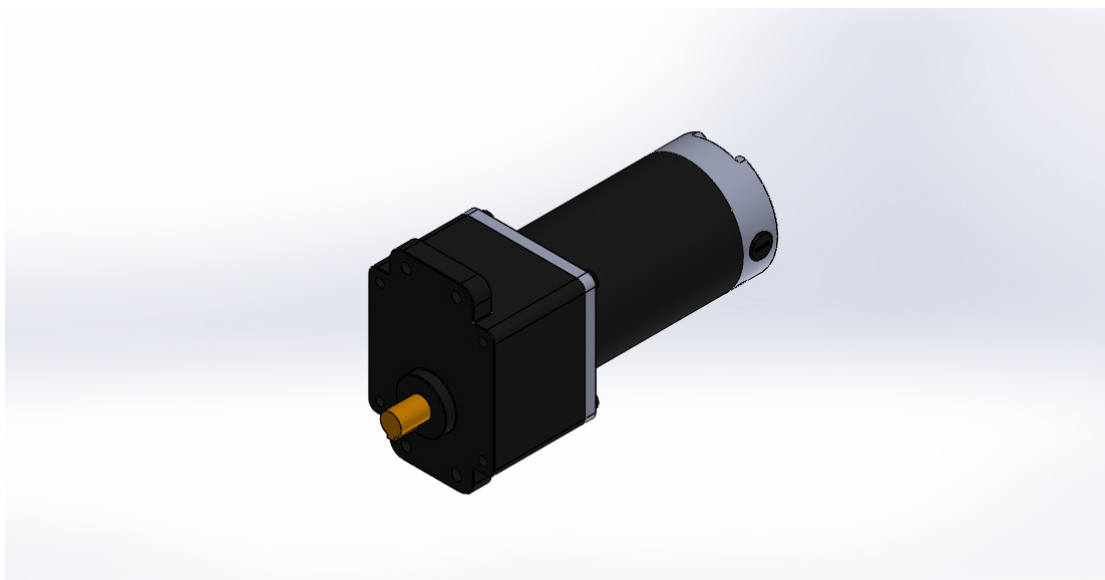
Anell Elàstic:



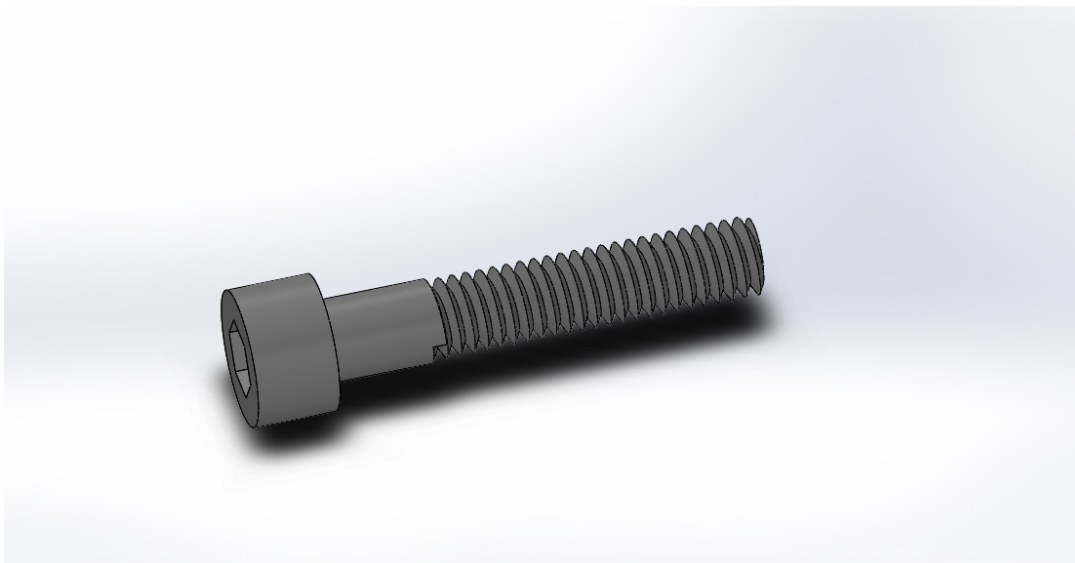
Coixinet:



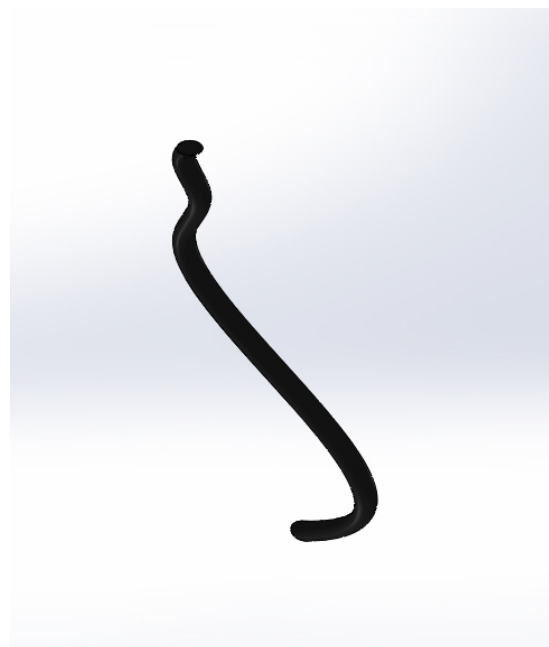
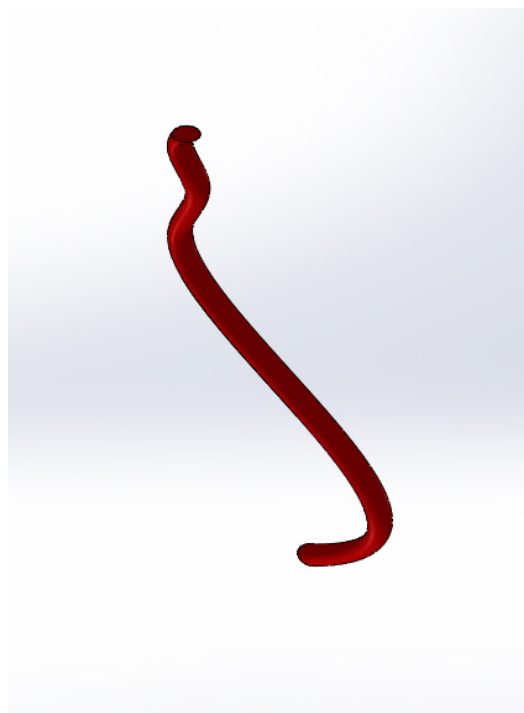
Motor Reductor:



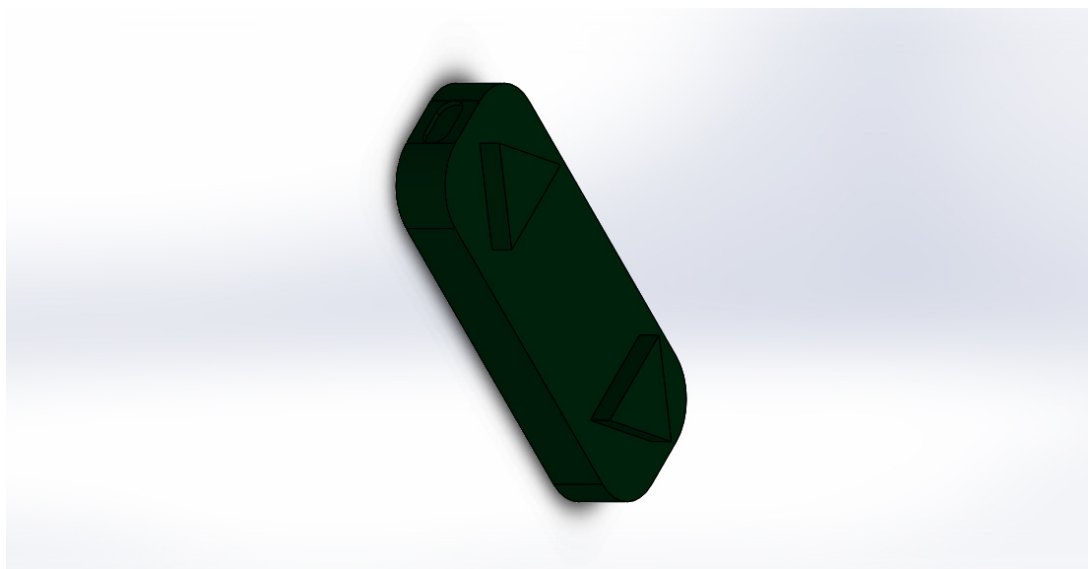
Cargol Allen M6:



Cable:



Interrupctor:



Plug 12 V:



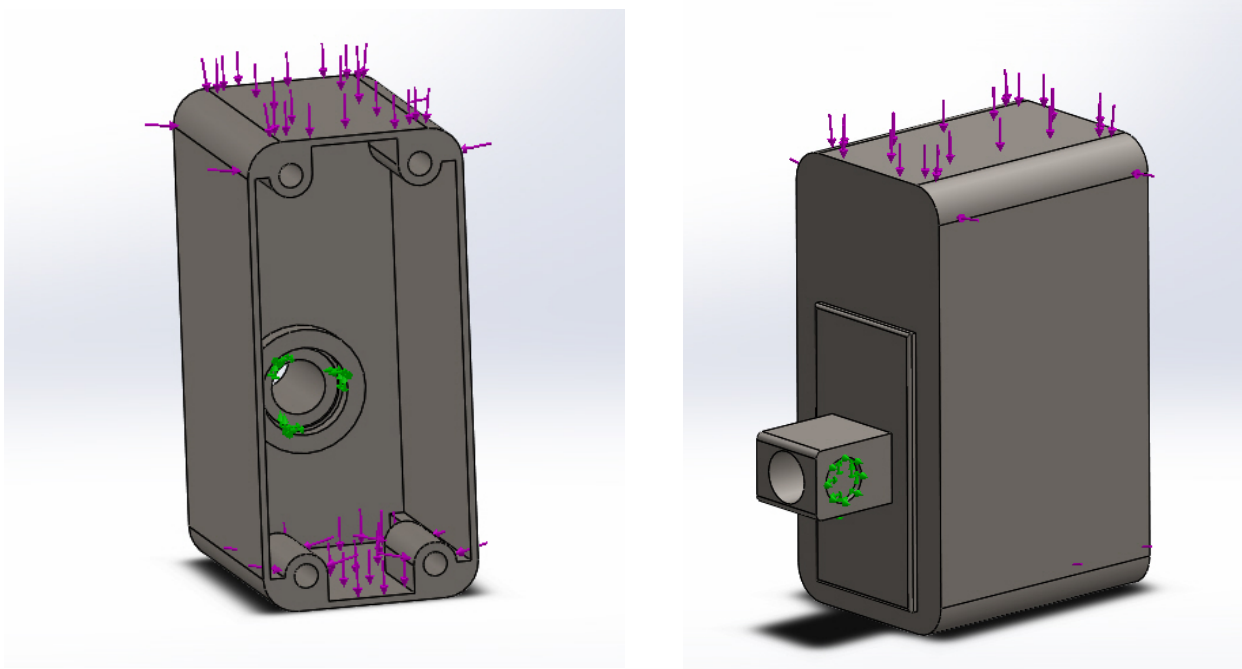
3.4.2. Estudi tensions i deformacions Suport

El suport és l'element encarregat de subjectar principalment el motor reductor a part d'altres elements de transmissió. Es troba ubicat en una de les articulacions del gat mecànic on està subjectat principalment per les xapes de l'articulació i pel cargol que produeix el moviment ascendent i descendent del gat.

Al ser un element dissenyat cal saber quines tensions i deformacions pateix, i si principalment suporta les càrregues que afecten sobre aquest. Per això es fa un estudi de tensions i deformacions mitjançant SolidWorks:

El material del suport a l'igual que el de l'estructura el gat mecànic és d'acer F113, o Aisi/Sae 1035 depenent de la norma. $\sigma_{elàstic} = 283 \text{ MPa}$

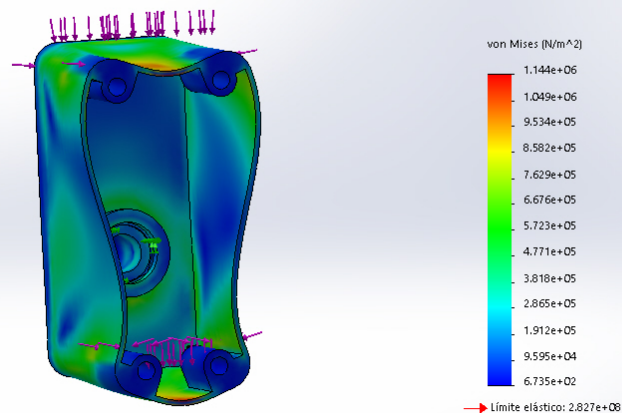
Primer de tot cal indicar la subjecció del suport, que es troba situada on la ubicació del coixinet i les posicions on es troben les xapes de l'articulació.



Se li aplica una càrrega de 50 N (5 Kg aproximadament) on va subjecte el motor reductor i es fa l'estudi de tensions i deformacions.

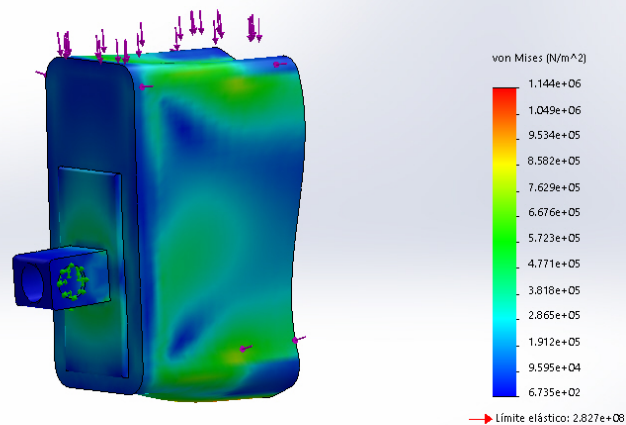
Tensions (Von Mises):

Nombre del modelo: Tap
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 7447.51



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Nombre del modelo: Tap
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 7447.51

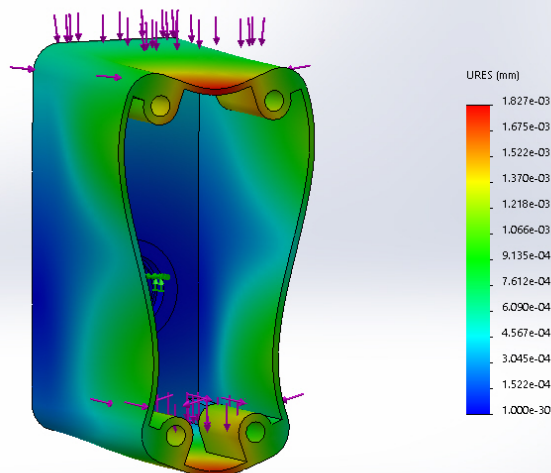


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Com es pot apreciar a les imatges, on apareixen les tensions més elevades és a les cares on s'ha aplicat la força distribuïda total de 50 N

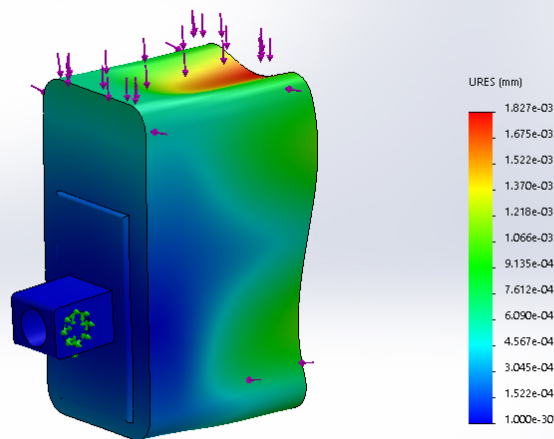
Desplaçaments:

Nombre del modelo: Tap
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 7447.51



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Nombre del modelo: Tap
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 7447.51

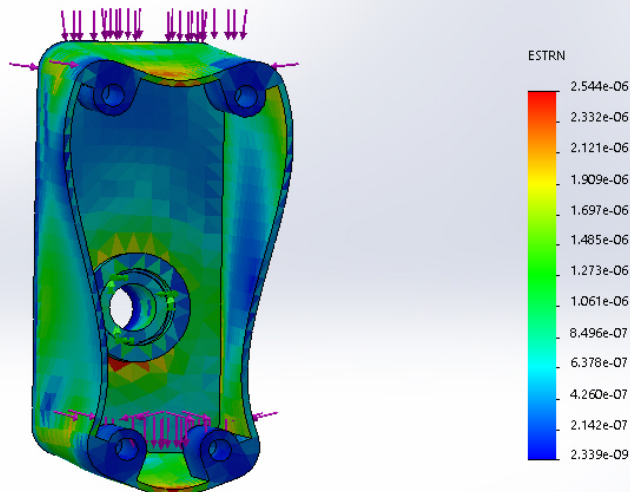


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Observant els resultats de desplaçament veiem que on sorgeixen les tensions més elevades, també apareixen els desplaçaments més significatius. El màxim desplaçament calculat és de 0,0018 mm, per tant no suposaria cap mena de problema funcional.

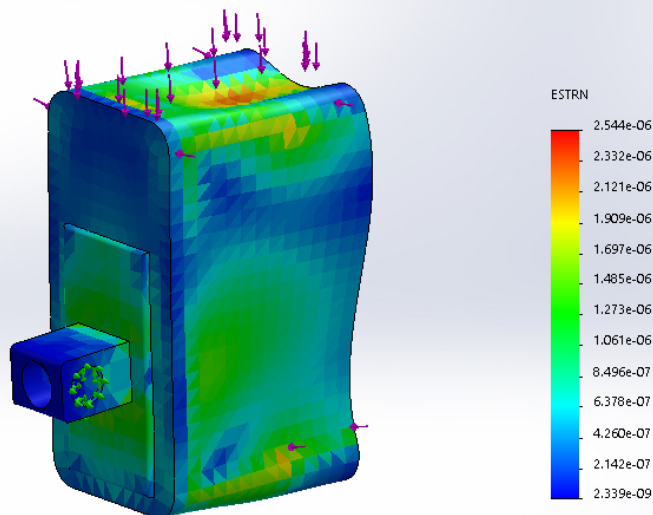
Deformacions unitàries:

Nombre del modelo: Tap
Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 7447.51



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Nombre del modelo: Tap
Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 7447.51

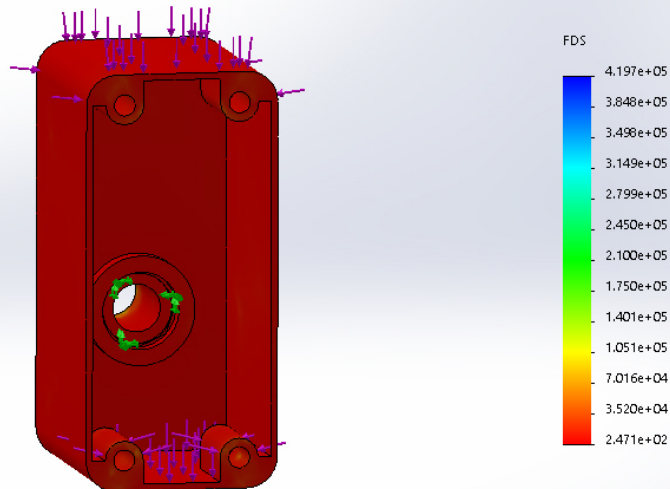


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

A nivell unitari veiem com es produeix una petita deformació que podria afectar al funcionament del sistema, ja que es troba a la base del coixinet, tot i que com ja hem vist en els resultats de desplaçament, aquella zona no patia cap desplaçament significatiu.

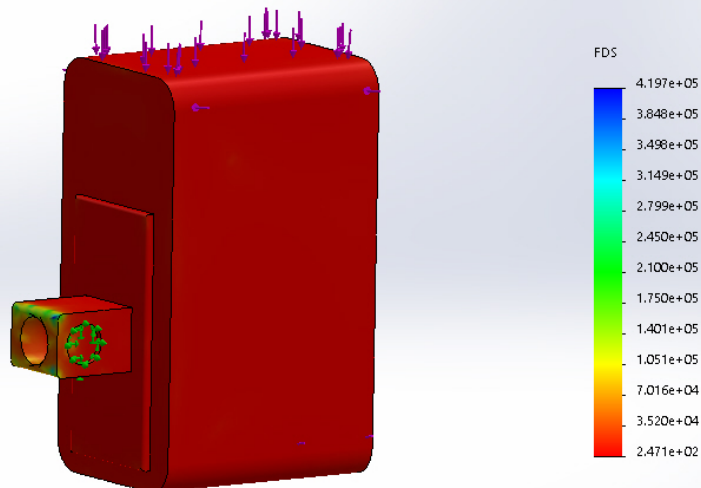
Factor de seguretat:

Nombre del modelo: Tap
Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.5e+02



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Nombre del modelo: Tap
Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 2.5e+02



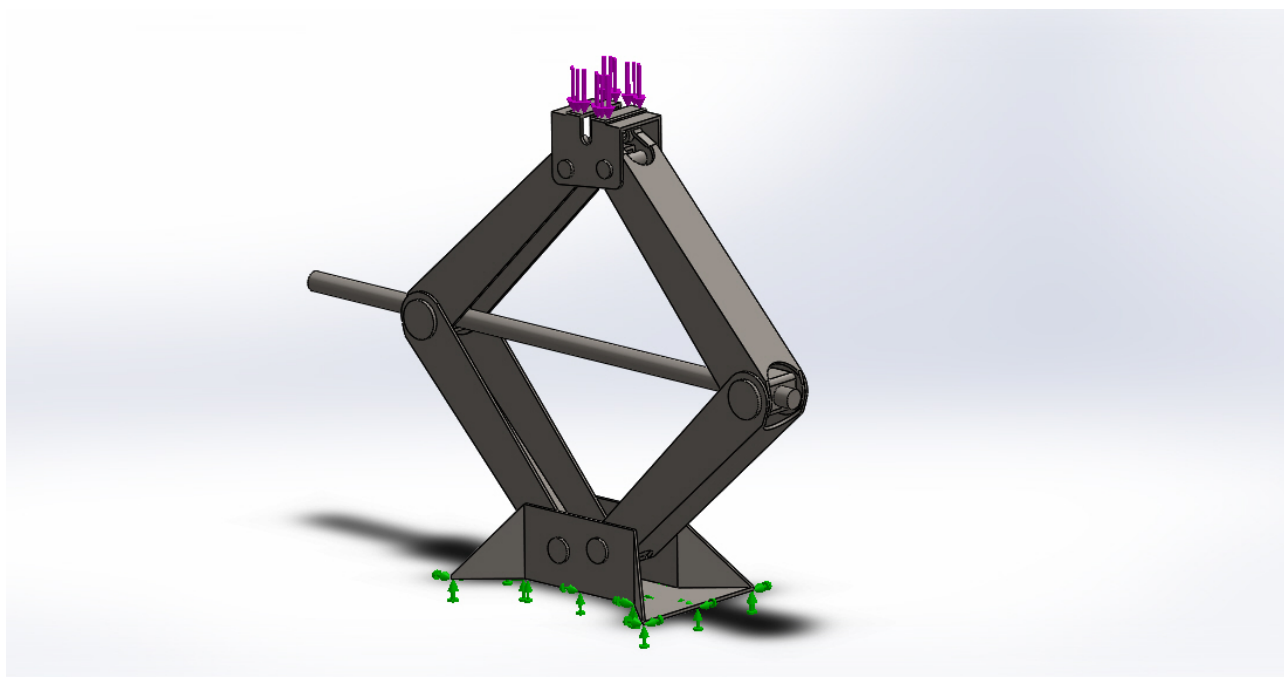
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Finalment el que ens indica que aquesta peça compleix perfectament amb les necessitats requerides, és el factor de seguretat el qual és de 250. Realment és exagerat, ja que és un factor de seguretat molt elevat, però per evitar soldadures de diferent material amb límit elàstic menor, es decideix mantenir el Aisi 1035 per tot el suport.

3.4.3. Estudi tensions i deformacions gat mecànic

L'estructura del gat mecànic és el que permet que el mecanisme pugui fer la seva funció, per això es decideix fer un estudi amb SolidWorks de les tensions i deformacions que pateix al ser carregat amb els 700 Kg. El material escollit és el que s'ha esmentat en l'apartat anterior, es tracta del Aisi 1035 amb un $\sigma_{elàstic}=283 MPa$, el mateix o semblant al material que s'utilitza per fer els gats mecànics no motoritzats.

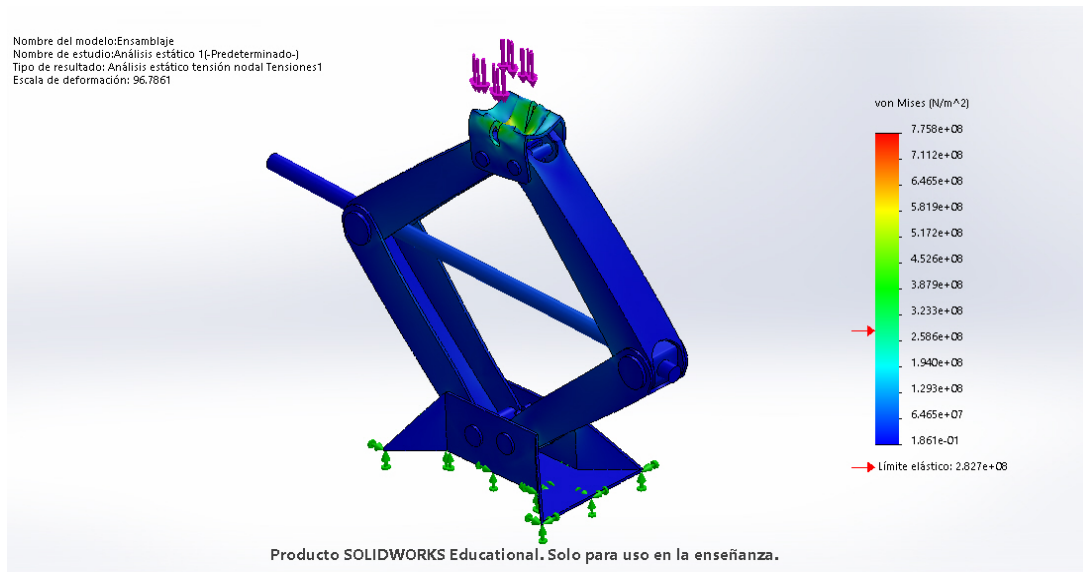
Primer de tot cal indicar la subjecció del gat mecànic, que es troba situada a la base del mecanisme.



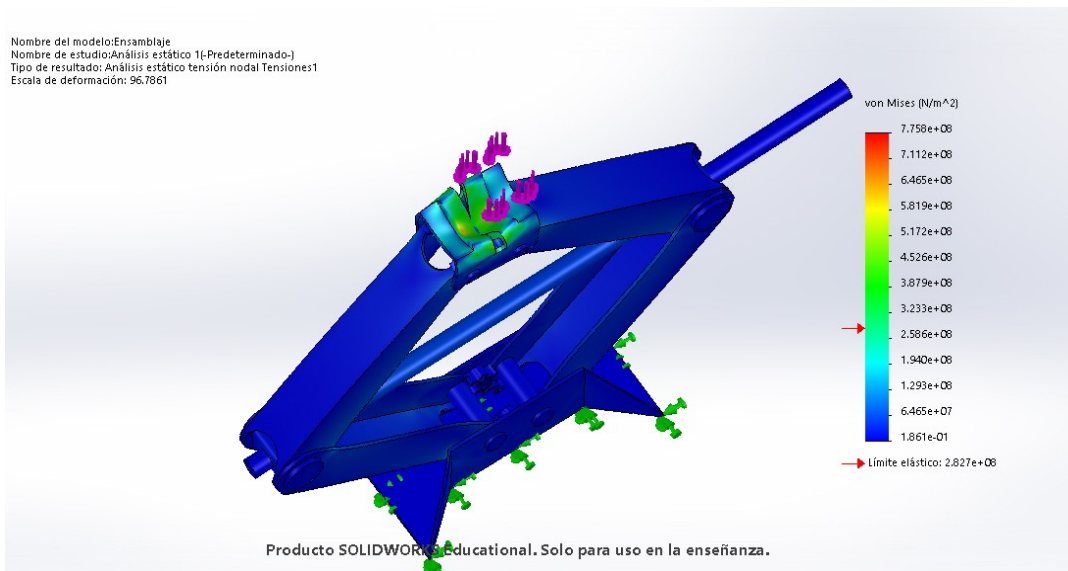
Se li aplica una càrrega de 7000 N (700 Kg) a la base superior la qual estaria en contacte amb el vehicle i es fa l'estudi de tensions i deformacions. Al marge d'això 700 Kg és un pes màxim elevat, tenint en compte que el gat mecànic ha d'aixecar 1/4 part del pes d'un vehicle. Un vehicle estàndard pot estar entre els 1200-1300 Kg el que significaria que el gat està sotmès a la meitat del pes màxim assajat a la practica.

Tensions (Von Mises):

Nombre del modelo: Ensamblaje
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 96.7861



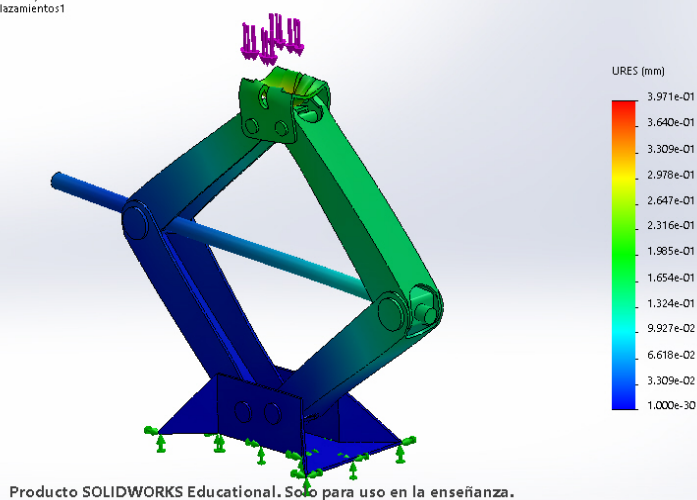
Nombre del modelo: Ensamblaje
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 96.7861



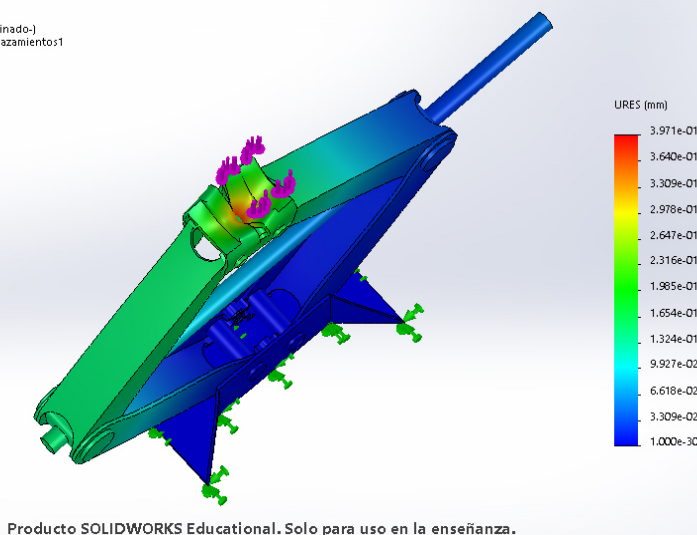
Com es pot apreciar a les imatges, on apareixen les tensions més elevades és a la base superior.

Desplaçaments:

Nombre del modelo: Ensamblaje
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 96.7861



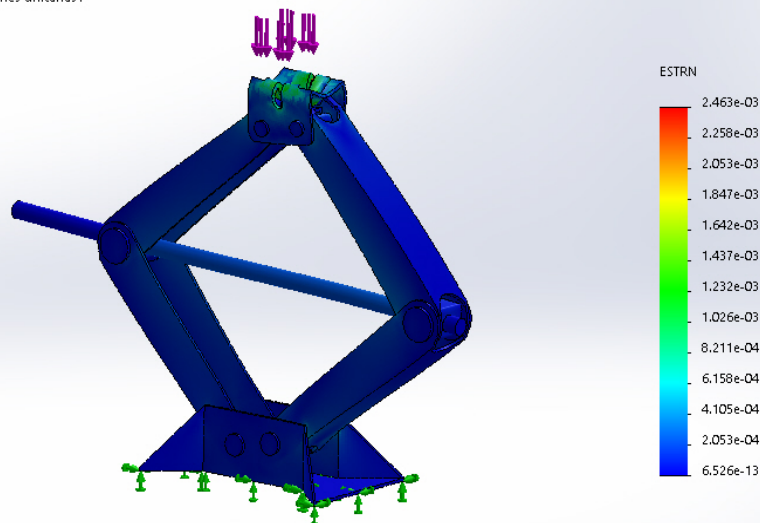
Nombre del modelo: Ensamblaje
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 96.7861



Observant els resultats de desplaçament veiem que on sorgien les tensions més elevades, també apareixen els desplaçaments més significatius apart del braç superior dret de la primera imatge el qual es veu que també pateix desplaçament. El màxim desplaçament calculat és de 0,4 mm, per tant suposa una deformació ja visible, tot i no afectar al mecanisme.

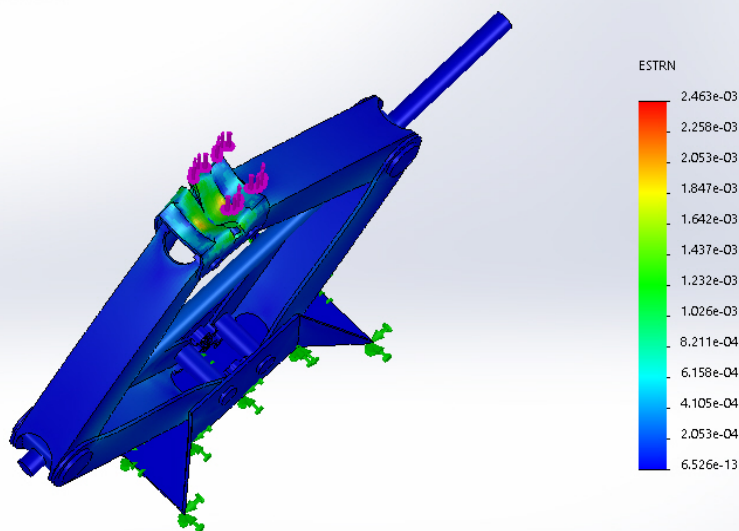
Deformacions unitàries:

Nombre del modelo: Ensamblaje
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 96.7861



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Nombre del modelo: Ensamblaje
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 96.7861

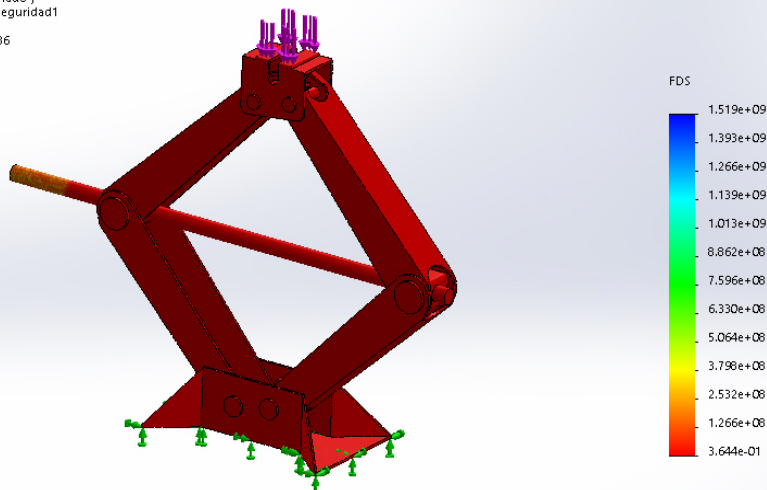


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

A nivell unitari veiem com es produeixen deformacions on anteriorment ja hem vist que es produïen les tensions més elevades.

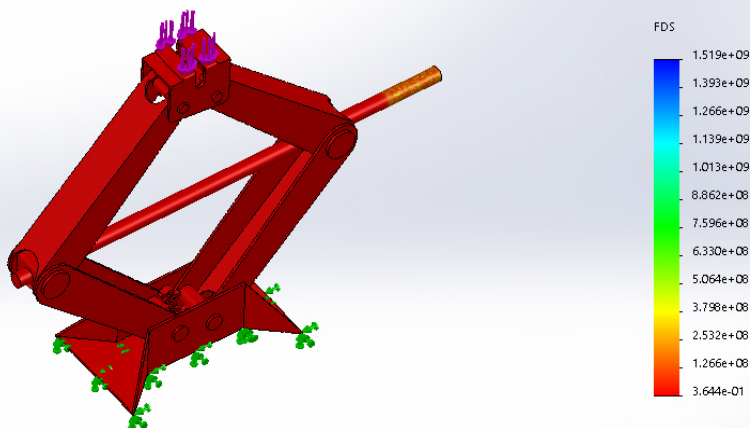
Factor de seguretat:

Nombre del modelo: Ensamblaje
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
 Criterio: Automático
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0,36



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

Nombre del modelo: Ensamblaje
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
 Criterio: Automático
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 0,36

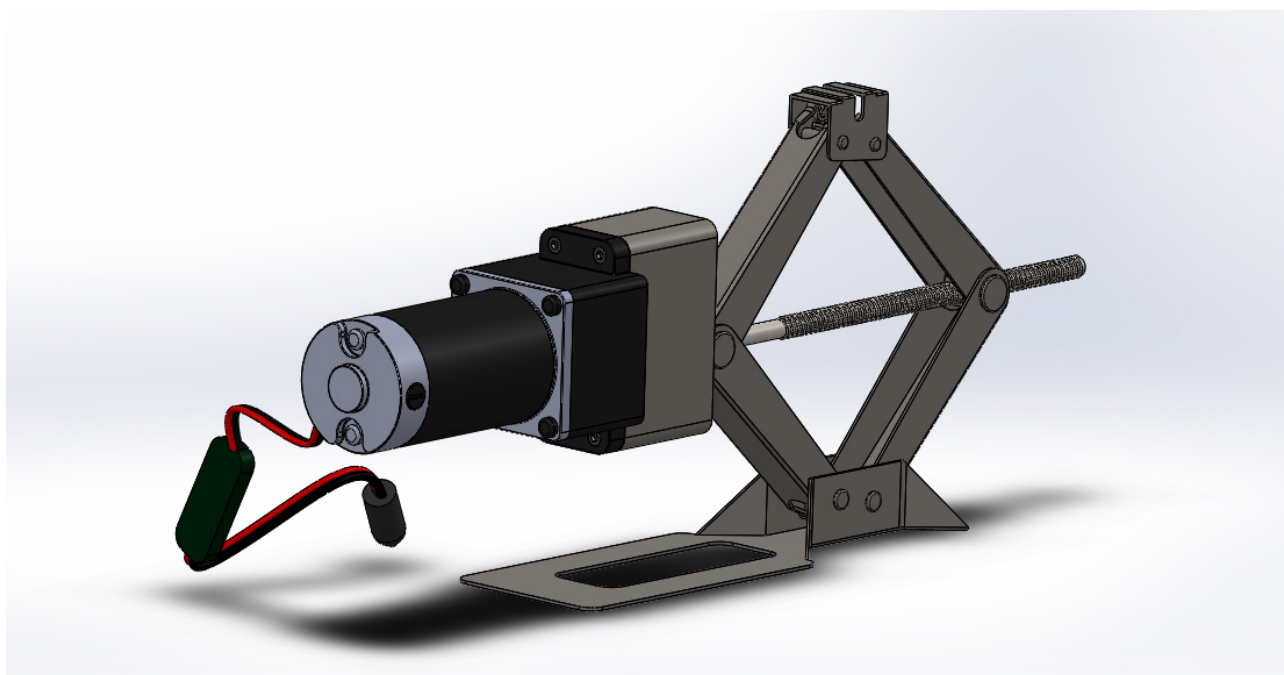
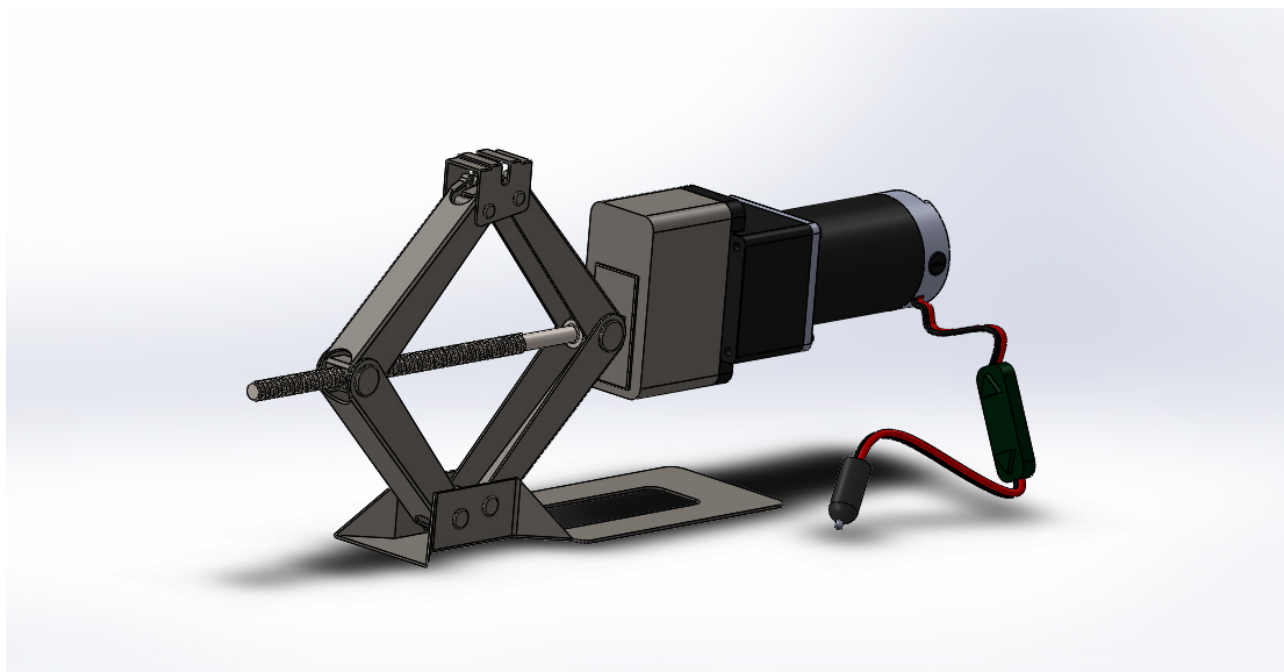


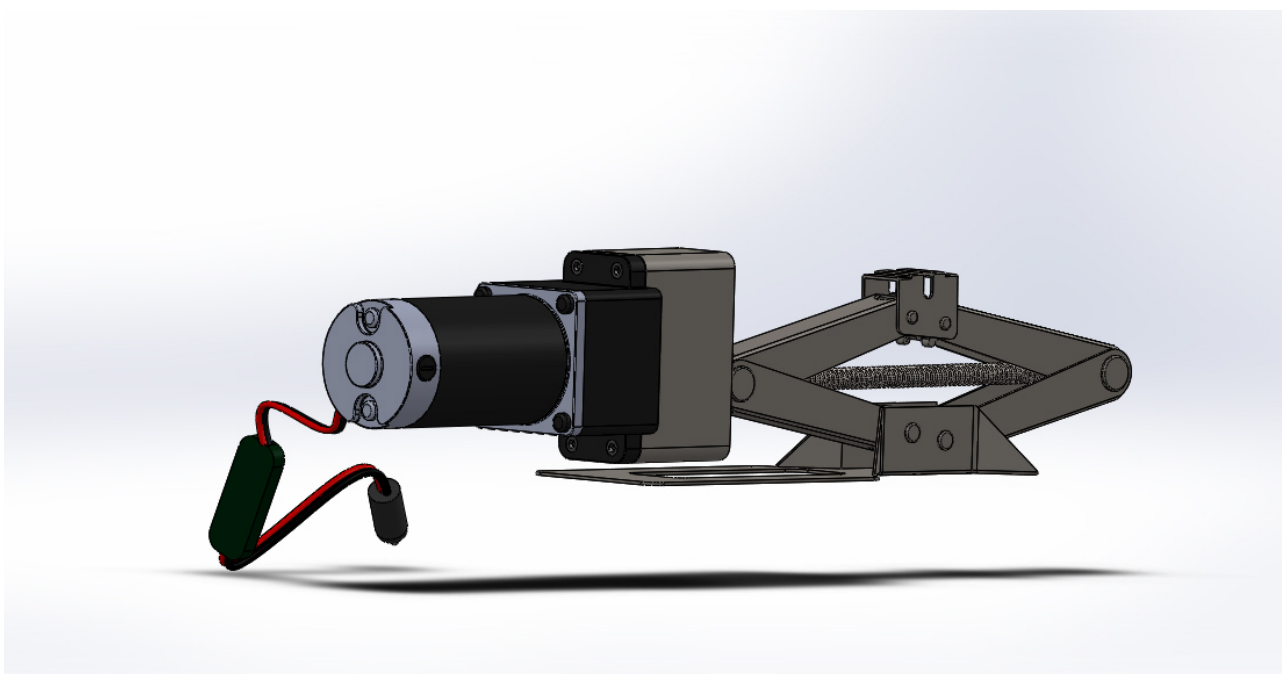
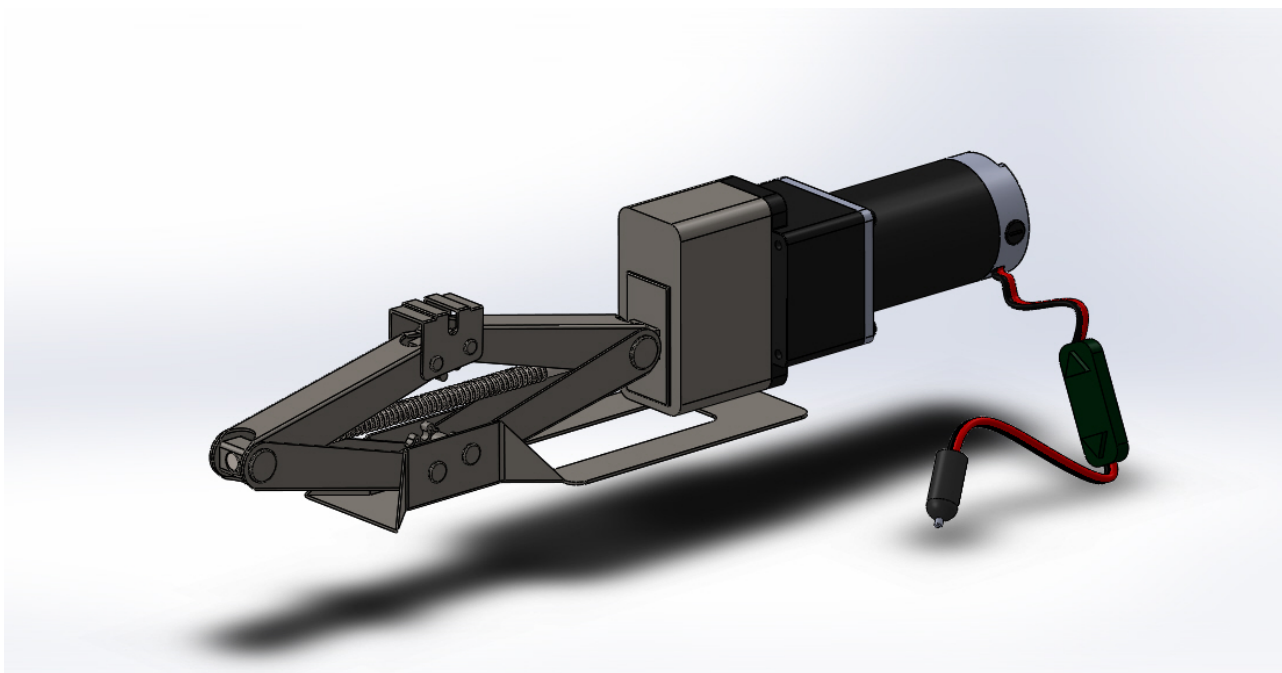
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

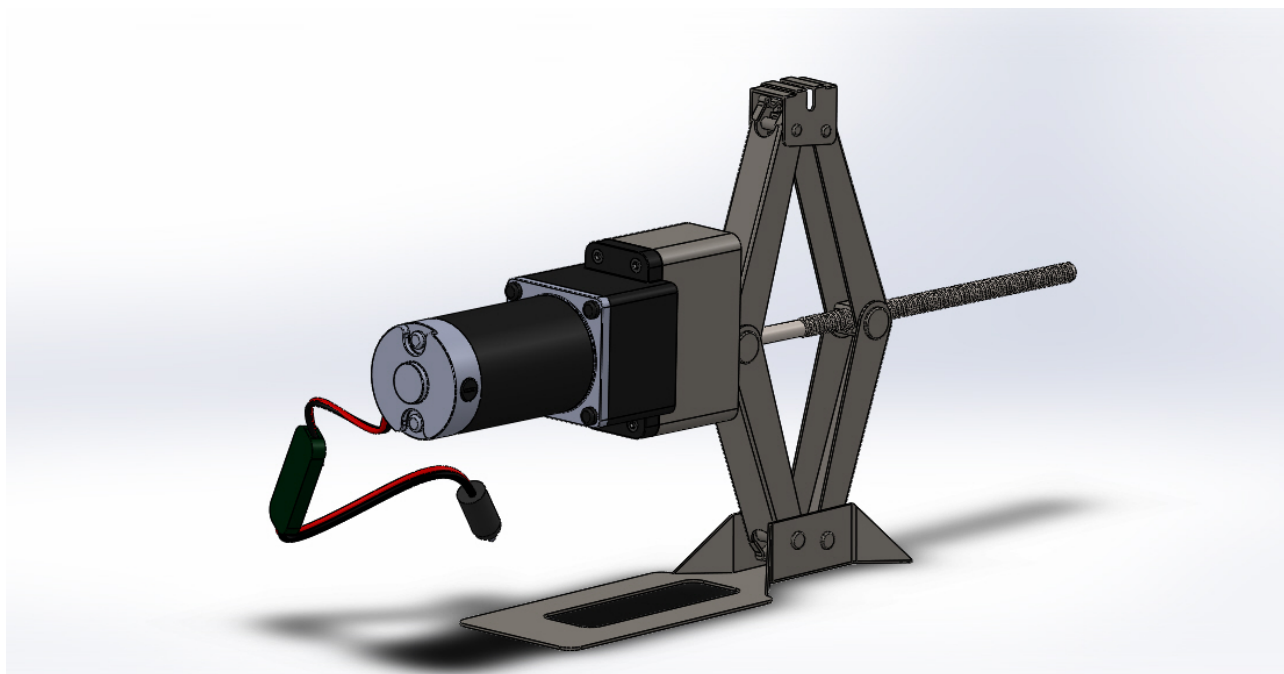
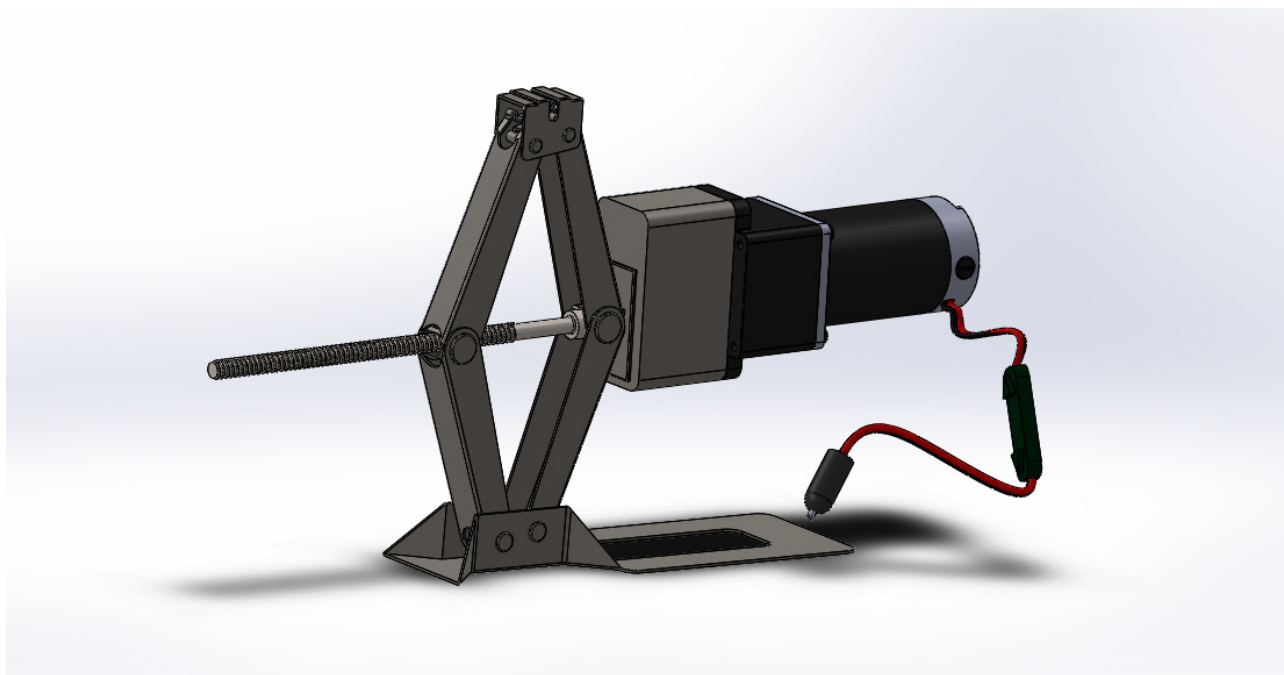
Finalment el que ens indica que aquesta estructura compleix justament amb les necessitats requerides, és el factor de seguretat el qual es de 0,36. És relativament baix per la resta d'elements dimensionats del gat mecànic motoritzat, però no es volia modificar el material de l'estructura del gat, ja que es el mateix material o semblant que s'utilitza en la resta de gats no motoritzats, d'aquesta manera es pot comparar amb la resta de gats no motoritzats.

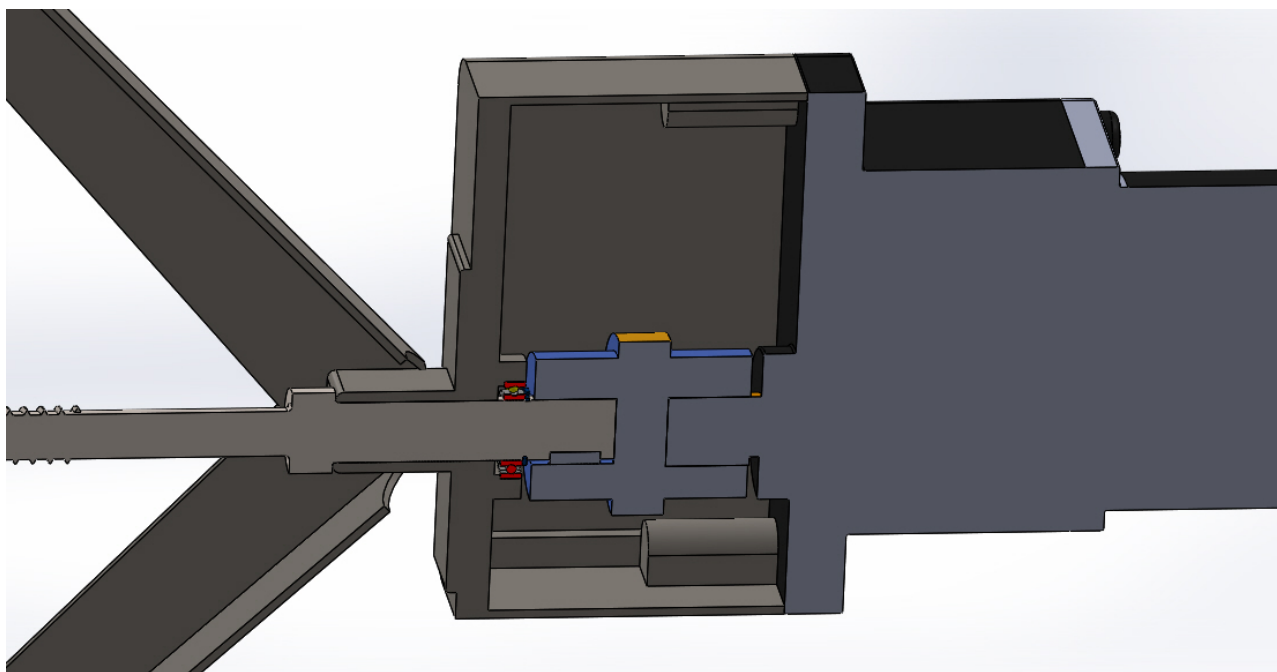
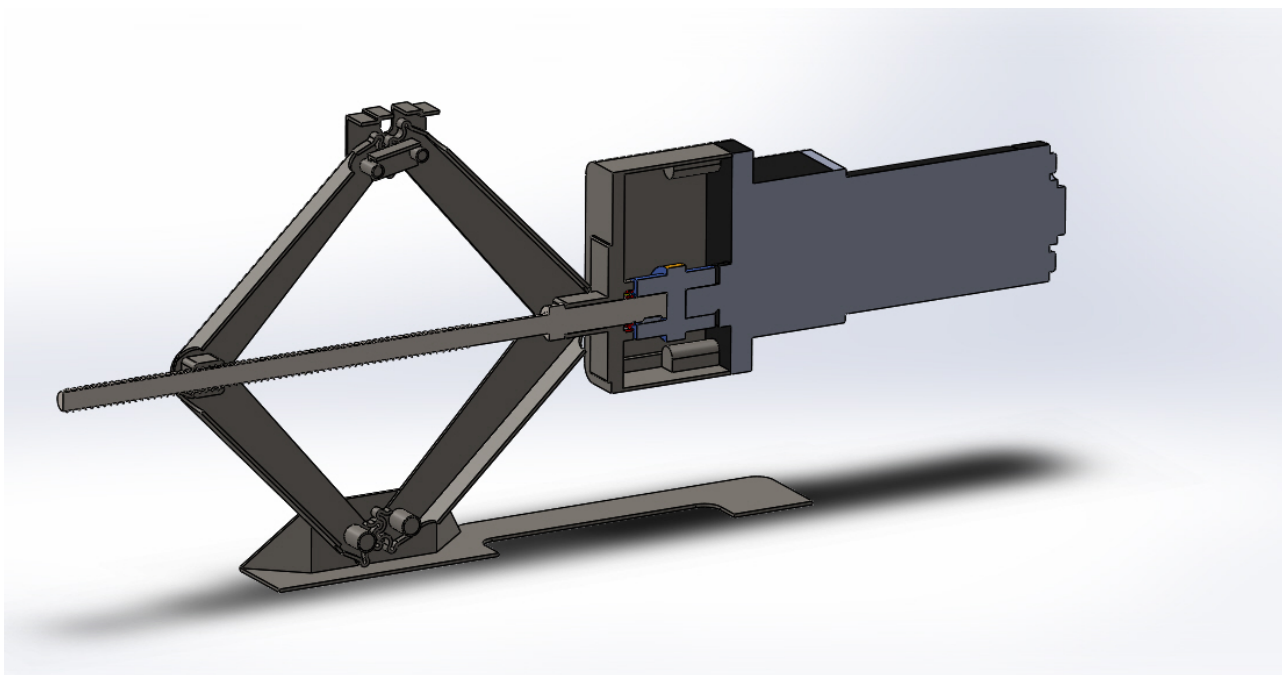
3.4.4. Assemblatge

L'assemblatge és el conjunt de tots els components que incorpora el mecanisme, a continuació es mostren unes imatges del conjunt en 3 dimensions:



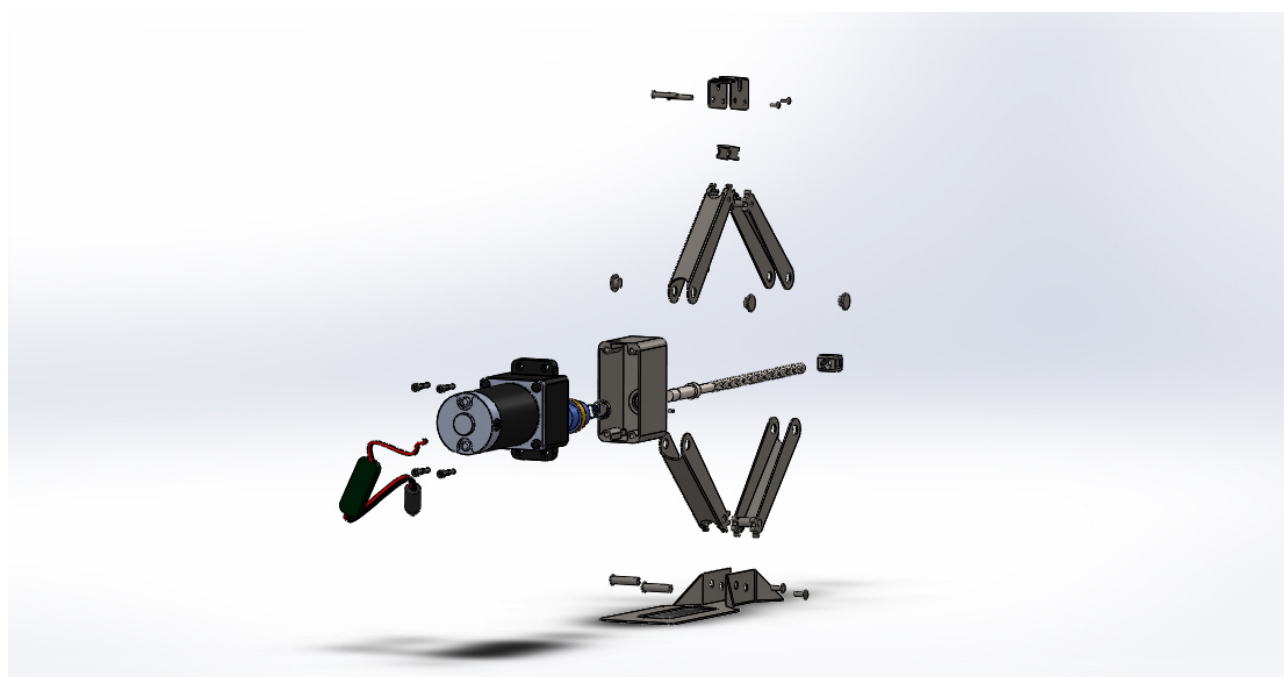
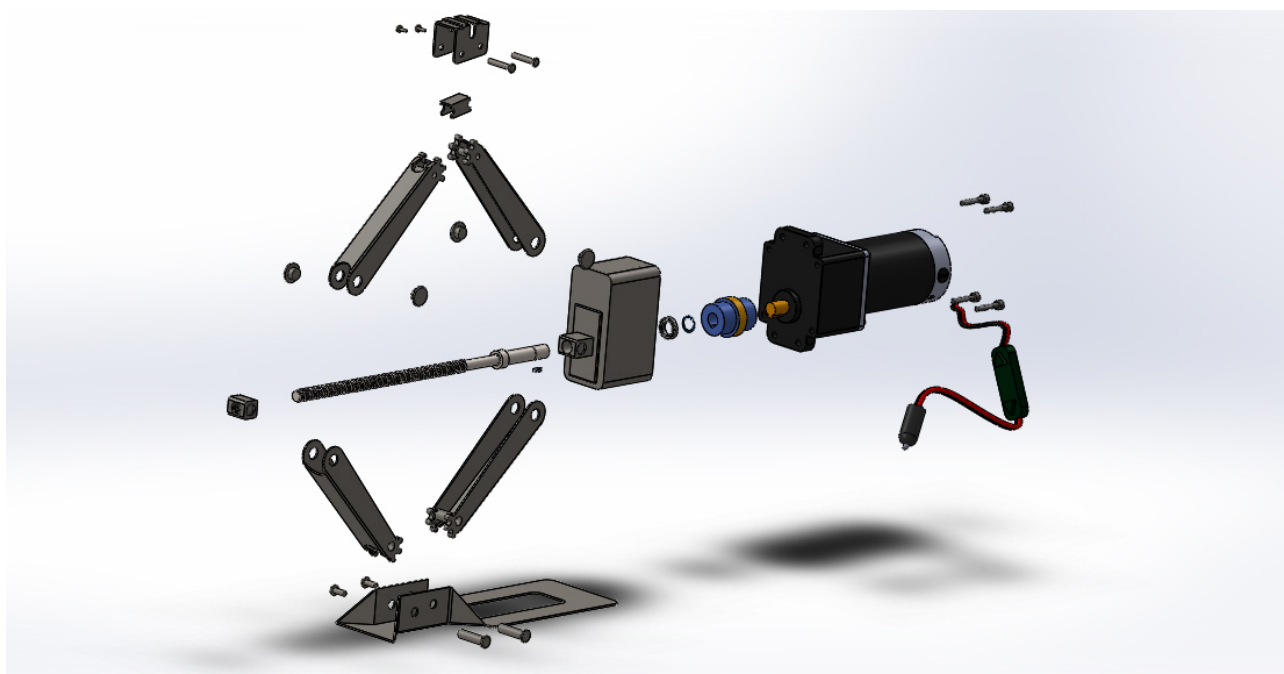






3.4.5. Explosionat

L'explosionat ens permet veure els diferents components en el conjunt de forma visible, ja que l'explosionat tracta de separar tots els components del muntatge per així poder veure clar aquests.



3.5. Aspecte comercial

Vist des de un punt de vista comercial, la funció que fa un gat mecànic a nivell personal és aixecar i baixar un vehicle degut a que s'ha punxat una roda. La roda d'un vehicle és punxa amb realment poca freqüència comparat amb els quilometres que pot arribar a recórrer un vehicle, es a dir, el gat mecànic s'utilitza esporàdicament. L'usuari si es que no truca al segur perquè vingui la grua, aleshores fa ús del gat mecànic.

Considerant que el gat mecànic motoritzat d'aquest projecte ha estat dimensionat amb components i elements de qualitat mig-alta, implica que es vegi reflectit en el cost d'aquest. Com avantatge, amb els darrers càlculs i especificacions veiem que el motor reductor escollit i la resta de components garanteixen aixecar i baixar una càrrega màxima de 700 Kg sense esforç i amb un estalvi considerat de temps. Les desavantatge mes significatives són el preu del producte per la funció que ofereix i l'emmagatzematge, ja que la mida és considerablement gran i en aquest projecte no s'ha contemplat l'opció de que sigui desmuntable.

Per tant, vist el producte i la funció que realitza aquest, es considera que el possible comprador interessat per aquest gat motoritzat no seria un usuari inexpert, es a dir, el producte es centraria en la venta a tallers o tècnics que fessin ús del gat mecànic diàriament. Ofereix als tècnics o tallers un gat de tisora elèctric portable per a diferents circumstàncies sense la necessitat d'aixecar el vehicle manualment perdent temps o bé utilitzant un gat de mida industrial o més car.

3.6. Pla d'execució

Per a l'organització del procés industrial i posada en venta del producte es recórrer a utilitzar un diagrama de Gant, per a poder analitzar de forma ordenada i escalonada tots els processos.

	Mes	Octubre				Novembre				Desembre				Gener				Febrer				Març				Abril			
	Setmanes	1º	2º	3º	4º	1º	2º	3º	4º	1º	2º	3º	4º	1º	2º	3º	4º	1º	2º	3º	4º	1º	2º	3º	4º	1º	2º	3º	4º
Concepte	Període	Procés industrial																											
Personal Enginyeria	11-10-19 / 15-01-20																												
Encarregar Material	15-01-20 / 31-01-20																												
Encarregar Maquinaria	15-01-20 / 15-02-20																												
1º Prototip gat elèctric	15-02-20 / 29-02-20																												
Muntatge Operaris 1º lot (5 unitats)	07-03-20 / 31-03-20																												
Publicitat	01-04-20 / 30-04-20																												
Inici venta producte	07-02-20 / 30-04-20																												
Muntatge Operaris	07-02-20 / 30-04-20																												
Concepte	N.º Dies	Fites																											
Reunions	4																												
Comprovacions	9																												
Ajustos Maquinaria	2																												

Tal i com es veu en el diagrama el primer procediment es basa en l'estudi de viabilitat del projecte del gat mecànic. A continuació es faria una reunió amb l'inversor i els operaris per decidir dates d'inici de producció i l'encarreg dels materials i productes als proveïdors. Per la maquinaria es deixa un marge de temps superior ja que pot ser més complexe el tramit i el posterior enviament. Durant les dues ultimes setmanes de febrer, després de realitzar la instal·lació juntament amb els ajustos requerits a la maquinaria i decidir fer un primer prototip experimental, els operaris fabricarien el primer gat elèctric per a la seva posterior comprovació i ajustos de maquinaria.

A inicis de març, una vegada comprovat que el gat fabricat funciona correctament, es decidiria fer un primer lot d'uns cinc productes per la seva posterior comprovació. A inicis d'abril si tot anés bé s'iniciaria la venta del producte juntament amb la publicitat i cerca de possibles compradors.

4. Background

Es vol cobrir més que una necessitat, crear una comoditat per tal de no està girant manualment una manovella o el cargol. Les avantatges és troben en el confort, l'aprofitament del recurs de la bateria del cotxe i l'estalvi de temps que suposa. Les desavantatges es troben en una possible avaria del motor i l'emmagatzematge del producte. No té una utilitat fonamental, però ajuda a simplificar i agilitzar el procés del canvi de roda en cas de necessitat. L'element crític del procés és trobar en l'equilibri entre els resultats dels càlculs i el correcte proveïdor.

5. Requeriments

Els requeriments necessaris per a poder dur a terme aquest projecte són els apunts del grau, un ordinador amb accés a internet, una calculadora, una llibreta, llapis, gat mecànic, peu de rei i la col·laboració dels següents programes informàtics: LibreOffice Writer, LibreOffice PowerPoint, LibreOffice Excel, Adobe PDF i SolidWorks.



6. Conclusió

L'objectiu d'aquest estudi, tractava sobre estudiar la viabilitat de motoritzar un gat mecànic d'ús personal a partir d'una font d'alimentació d'un vehicle a 12 Volts. Veient els resultats dels diferents apartats anteriors podem afirmar que és viable motoritzar un mecanisme com el gat mecànic. Com hem pogut veure en l'apartat comercial, veient el preu final del producte, comparant-lo amb la resta de productes del mercat similars, es tractaria d'un producte d'alta gama amb un cost d'un 20% superior aproximadament al cost màxim d'aquest tipus de productes al mercat. Podem concloure que degut a la freqüència d'ús, al cost i la mida, el producte estudiat en aquest projecte, a nivell comercial la venda hauria d'estar enfocada a tallers o tècnics mecànics.

7. Bibliografia

- [1] Graus de llibertat: [https://es.wikipedia.org/wiki/Grado_de_libertad_\(ingenier%C3%ADa\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Grado_de_libertad_(ingenier%C3%ADa))
- [2] Catàleg cargol, Conti: <http://www.contigroup.it/Catalogo/Catalogo-ES.pdf>
- [3] Catàleg xaveta, Opac: <https://www.opac.net/pdf/DIN%206885%20A.pdf>
- [4] Catàleg Plat acoblament, Samiflex: <http://www.abina.com/Catalogos/60/SAMIFLEX.pdf>
- [5] Motors, Nbleison: <https://www.nbleisonmotor.com/>
- [6] Catàleg motor opció 1, Nbleison: <https://www.nbleisonmotor.com/60W-Dc-Gear-Motor-pd6304204.html>
- [7] Catàleg motor opció 2, Nbleison: <https://www.nbleisonmotor.com/D76-Permanent-Magnet-DC-Worm-Gear-Motor-pd92147836.html>
- [8] Catàleg motor opció 3, Nbleison: <https://www.nbleisonmotor.com/LS-WGM-ZY31-Worm-Gear-Motor-pd90844736.html>
- [9] Coixinet, SKF: <https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/index.html>
- [10] Catàleg Circlips, Seeger: <http://data.seeger-orbis.de/catalog/SEEGER-KATALOGUE-light.pdf>
- [11] Models 3D, Traceparts: <https://www.traceparts.com/es/search>
- [12] Bateria, Bosch: https://es.bosch-automotive.com/es/internet/parts/parts_and_accessories/service_parts_1/batteries_4/batteries_5.html
- [13] Interruptor en H, "Electrónica Práctica Paso a Paso ": <https://www.youtube.com/watch?v=Z53FGMs6sfA>
- [14] Materials estructura gat, «DISEÑO Y CALCULO DE UN GATO MECANICO, Christian Bustamante»: <https://es.scribd.com/doc/163471045/DISENO-Y-CALCULO-DE-UN-GATO-MECANICO>
- [15] Material estructura: <https://matensayos.webcindario.com/acerosiram/1035.pdf>
- [16] Material cargol, Ipargama: <http://www.ipargama.com/pdf/F-1140.pdf>
- [17] Preu material: <https://www.randrade.com/23-aceros-al-carbono-construccion-f-111f-112f-113f-114>

- [18] Preus elements: https://www.google.es/search?biw=1366&bih=625&tbm=shop&ei=l3kTXrufN5GdjLsP0ZuhsAI&q=google+shopping&oq=google+shopping&gs_l=psy-ab-sh.3...11456.15332.0.15615.0.0.0.0.0.0.0.0....0...1c.1.64.psy-ab-sh..0.0.0....0.QP_neh3LPSY
- [19] Cargol Allen M6, Entaban: <https://entaban.es/allen/131-tornillo-allen-din-912-unbrako-129.html>
- [20] Punxonadora, Nargesa: <https://www.youtube.com/watch?v=hqj1YDlhplU>
- [21] Tutorials lliure office, VideoTutoriales Education/Formación en Software Libre: <https://www.youtube.com/watch?v=ESb8OTWVPZ0>

La resta de la informació s'ha trobat als apunts del grau.



Escola d'Enginyeria de Terrassa

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Estudi viabilitat d'un gat mecànic motoritzat a 12v per aixecar un pes màxim de fins a 700 kg.